

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

83615

DÜŞÜK SICAKLIKTAKİ JEOTERMAL KAYNAKLARIN
ISI POMPASI YARDIMIYLA BİNA ISITMADA KULLANIMI

Yusuf Ali KARA

Yönetici : Doç.Dr. Bedri YÜKSEL

T.C. Y
BOLİS

YÜKSEL

Doktora Tezi

ÖZET

Temiz ve yenilenebilir bir enerji kaynağı olarak jeotermal enerji, ısıtmadan elektrik üretimine kadar birçok alanda kullanılmaktadır. Yöremizde bulunan jeotermal kuyulardan çıkan sular düşük sıcaklıktadır ve sadece kaplıca amacıyla kullanılmaktadır. Örneğin Erzurum'un Pasinler ilçesinde 200 m derinlikte 42 °C sıcaklık ve 75 ila 95 l/s debide iki kuyu, Ilıca ilçesinde ise 605 m derinlikte 39 °C sıcaklıkta jeotermal kuyular mevcuttur. Bu kuyular kaplıca amacıyla kullanılmaktadır ve kaplıcalardan atılan jeotermal suyun sıcaklığı 30-35 °C civarındadır.

Bu çalışmada yukarıda bahsedilen düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynakların bina ısıtmak için değerlendirilmesi amacıyla, su-su tipi bir prototip jeotermal ısı pompası sistemi tasarlanmış ve sistemin bir bilgisayar modeli geliştirilmiştir. Sistemde 35 °C sıcaklıkta jeotermal kaynak kullanılarak döşemeden ısıtma amacıyla 45 °C sıcaklıkta su üretilmiştir. Sonuçta R-22 gazı ile çalışan jeotermal ısı pompası sisteminin toplam performans katsayısı 2.8 olarak tespit edilmiş ve geliştirilen bilgisayar programından elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Bilgisayar programı yardımıyla, bu sistemde R-22 'ye alternatif olarak R-500 ve R-502 gazlarının kullanımı incelenmiş ve en yüksek performansın R-500 gazı ile elde edilebileceği sonucuna varılmıştır. Öte yandan yapılan inceleme sonucunda, çevre dostu olması nedeniyle son yıllarda kullanımı yaygınlaşan R-134a gazının kullanılmasının daha da iyi bir netice vereceği anlaşılmıştır.

SUMMARY

As a clean and renewable energy resource, geothermal energy is used for many applications from electricity producing to residential heating. Geothermal wells around Erzurum are all at low temperature and used as a health resort centres. For example, in Pasinler location, there are two wells at 42 °C temperature , 200 m depth and 75 –95 l/s flow rates. Another well is also available in Ilıca at 39 °C, and 605 m depth. The wells are used just for health care and temperature of disposed water from baths is around 30-35 °C.

A water-to-water geothermal heat pump system running with R-22 is designed to evaluate the wells mentioned above for space heating and a computer simulation is developed for the system. The system produces water at 45 °C temperature for a floor heating system by using geothermal resource at 35 °C. The overall coefficient of performance (COP) of the system is obtained as 2.8 and results from computer simulations are in good agreement with those from experiments. A comparison was made among R-22, R-502 and R-500 alternatively and the highest COP is obtained with R-500. On the other hand, it is concluded that, as environmentally safe gas, R-134a would give as good result as R-500.

TEŐEKKÖR

Bu alıŐma sűresince her tűrlű yardım ve desteęini gűrdűęűm hocam sayın Do.Dr. Bedri YÖKSEL 'e ve bu araŐtırmayı destekleyen Atatűrk Ŭniversitesi AraŐtırma Fonu yűnetimine teŐekkűrlerimi bir borç bilirim.

Erzurum, 1999

Yusuf Ali Kara



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	i
SUMMARY	ii
TEŞEKKÜR	iii
SEMBOLLER	vi
1. GİRİŞ	1
2. MATERYAL VE METOT	14
2.1. Isı Pompası Simülasyonu	14
2.1.1. Termodinamik Çevrim	14
2.1.2. Matematik Model	21
2.1.2.1. Kondenser	22
2.1.2.2. Termostatik Expansion Valfi	25
2.1.2.3. Evaporatör	26
2.1.2.4. Kompresör	27
2.1.3. Soğutucu Akışkanların Termodinamik Özellikleri	29
2.1.4. Nümerik Çözüm Yöntemi	34
2.1.5. Bilgisayar Programı	40
2.2. Deneysel Çalışma	40
2.2.1. Deneysel Sisteminin Çalışması	40
2.2.2. Kullanılan Ekipmanların Özellikleri	48
2.2.2.1. Kompresör	48
2.2.2.2. Kondenser	48
2.2.2.3. Evaporatör	49
2.2.2.4. Sirkülasyon Pompaları	49
2.2.2.5. Kondenser Basınç Regülatörü	49
2.2.2.6. Otomatik Su Doldurma Musluğu	50

2.2.2.7. Kondenser Devresi Su Seviye Kontrolü	50
2.2.2.8. Evaporatör Su Devresi Akış Kontrolü	51
2.2.2.9. R-22 Alçak ve Yüksek Basınç Presostatları	51
2.2.2.10. Plakalı Eşanjör	51
2.2.2.11. Su Filtresi	52
2.2.3. Deneysel Ölçümler ve Ölçüm Ekipmanları	52
2.2.3.1. Gaz Devresi	52
2.2.3.2. Su Devreleri	53
2.2.3.3. Elektrik Devreler	53
2.2.4. Malzeme Seçimi	56
2.2.4.1. Korozif Bileşenler	56
2.2.4.2. Kirlenme (scaling)	59
2.2.4.3. Titanyum ve Titanyum Alaşımları	60
2.2.5. Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi	62
3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	64
4. EK AÇIKLAMALAR-A	81
5. EK AÇIKLAMALAR-B	100
6. KAYNAKLAR	107

SEMBOLLER

A	Alan [m^2]
c_p	Sabit basınçta özgül ısı [$kJ/kg K$]
c_v	Sabit hacimde özgül ısı [$kJ/kg K$]
h	Özgül entalpi [kJ/kg]
h_{fg}	Duyulur entalpi [kJ/kg]
I	Akım [amper]
m	Kütle akış hızı [kg/s]
n	Politropik katsayı
NTU	Transfer birim sayısı
P	Basınç [Pa]
P_p	Pompa gücü [kW]
Q	Isı akısı [kW]
r	Ölü hacim oranı
T	Sıcaklık [$^{\circ}C$]
ΔT_s	Aşırı kızdırma miktarı [K]
U	Toplam ısı transfer katsayısı [$kW/m^2 K$]
V_{2f}	Pompa gerilim farkı [volt]
V_{3f}	Kompresör gerilim farkı [volt]
V_s	Kompresör strok hacmi [m^3]
W_{cm}	Kompresör gücü [kW]
W_r	Kompresör sıkıştırma işi [kW]
x	Kuruluk derecesi
ε	Eşanjör verimi
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
η	verim
ω	Kompresör hızı [1/s]
η_v	Volümetrik verim

Alt İndisler

c	Kritik
cd	Kondenser
cm	Kompresör
d	deşarj
ev	Evaporatör
i	Giriş
L(l)	Sıvı
o	Çıkış
p	Pompa
r	Soğutkan
s	emme
TXV	Termostatik genişleme valfi
v	Buhar
w	Su
1	Kompresör girişi
2	Kompresör çıkışı
3	Doymuş buhar (kondenser)
4	Doymuş sıvı (kondenser)
5	Kondenser çıkışı
6	Evaporatör girişi
7	Doymuş buhar (evaporatör)

1. GİRİŞ

Isı pompaları, düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağından ısı enerjisini absorbe edip yüksek sıcaklıktaki bir ısı kuyusuna deşarj eden sistemlerdir. Bu bakımdan fiziksel anlamda bütün soğutma makineleri birer ısı pompasıdır. Fakat mühendislikte ısı pompası deyimi, soğutma amacıyla ortamdaki ısıyı uzaklaştıran değil ısıtma amacıyla ortama ısı sağlayan ekipmanlar için kullanılır[1,2].

Isı pompaları hem ısıtma hem de soğutma yapabilen yegane sistemler olmaları nedeniyle özellikle evsel ısıtma ve sıcak su sağlama hizmetlerinde büyük bir popülarite kazanmışlardır[3].

Değişik sınıflandırmalar mevcut olmakla birlikte, ısı pompalarını en genel anlamda,

- Kullanılan ısı kaynağı ve kuyusuna,
- Termodinamik çevrime ve
- Uygulama alanına

göre olmak üzere üç kısma ayırmak mümkündür[1,2].

Isının absorbe edildiği düşük sıcaklıktaki ortama "Isı Kaynağı" ve ısının deşarj edildiği yüksek sıcaklıktaki ortama ise "Isı Kuyusu" denir. Isı pompaları için hava, hem ısı kaynağı hem de ısı kuyusu olarak üniversal bir ortamdır ve çok yaygın olarak kullanılır[1].

Hava kaynaklı ısı pompası dizayn edilirken iki önemli nokta göz önünde tutulmalıdır: (1) bölgenin sıcaklık değişimi (2) karlama. Dış ortam sıcaklığı düştüğünde ısı pompasının ısıtma kapasitesi düşer. Dolayısıyla ısı pompası, kışın en soğuk günlerde ısıtma ihtiyacını karşılayacak, yaz günlerinde ise fazla ve gereksiz soğutma kapasitesine neden olmayacak şekilde tasarlanmalıdır. Bu bakımdan ısı pompaları için dış ortam dizayn sıcaklığı konvansiyonel fosil yakıtlı sistemlere göre daha kritik bir parametredir. Öte yandan dış ortam sıcaklığı 0°C derecenin altına düştüğü zaman frost oluşumu (evaporatör yüzeyinde karlama) başlar ve ısı transferini kötü etkiler. Bu

nedenle özellikle nemli bölgelerde 0.33 çalışma saatinden sonra defrost ihtiyacı vardır. Bu durum mevcut ısıtma kapasitesinden bir kayıp olarak göz önüne alınmalıdır[2].

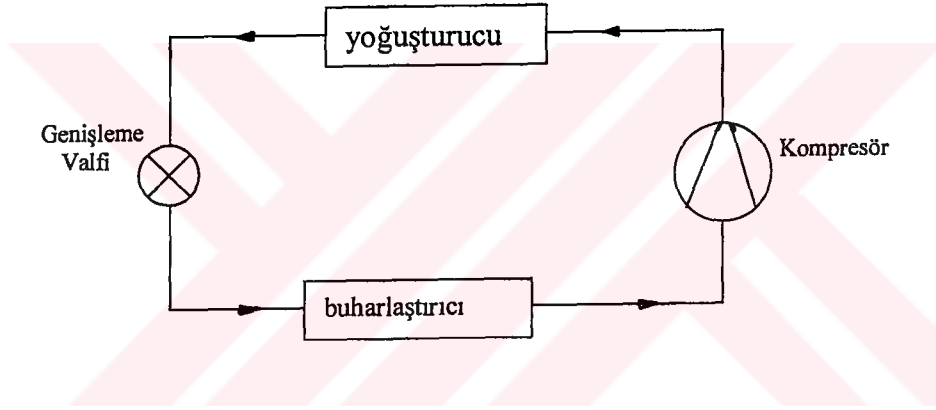
Su kaynaklı ısı pompaları (özellikle kuyu suyu kullananlar) performans açısından hava kaynaklı olanlara göre daha avantajlıdır. Çünkü su sıcaklığı yıl boyunca oldukça uniformdur[1,2]. Suyun kimyasal yapısı göz önüne alınmalı ve muhtemel bir korozyona engel olunmalıdır ve hatta bazen kuyu suyunu sistemden izole etmek için ilave bir ısı eşanjörü kullanmak gerekebilir. Bu özellikle jeotermal kaynak kullanırken son derece önemlidir. Bu amaçla jeotermal ısı pompası sistemlerinde çoğunlukla korozyona dayanıklı malzemedan imal edilmiş plakalı tip eşanjörler kullanılmaktadır. Jeotermal su kirleticidir ve bu tip eşanjörler mekanik olarak temizlenebilirler veya bazı durumlarda uygun solvent deterjanlar ile eşanjörü sökmeden temizlemek mümkündür[4]. Bu konular sonraki bölümlerde detaylı olarak incelenmiştir.

Isı kaynağı ve kuyusu olarak toprak kullanılabilir. Bu tip sistemlerde toprak altına borular gömülür ve içinden genellikle antifiriz dolaştırılarak topraktan ısı absorbe edilir[5]. Fakat bu tip sistemlerde toprak altına gömülen borularda kaçak (sızıntı) olabilir ve müdahale etmek zordur. Maliyet daha yüksektir ve çok geniş toprak alanına ihtiyaç vardır. Öte yandan toprak kompozisyonu ısı transferini dolayısı ile toplam performansı direkt etkileyen önemli bir faktördür. Çünkü toprak kompozisyonu termal difüziviteyi belirler ve bunu tespit etmek veya ölçmek zordur. Ayrıca torağın nem içeriği de etken bir parametredir çünkü zeminin ısı enerjisi toprak içerisinde hareket eden nem ile taşınmaktadır[1,2].

Isı pompaları için diğer bir kaynak ise güneş kolektörleridir ve bu sistemler güneş destekli ısı pompaları olarak adlandırılırlar. Bu tip sistemler direkt ve indirekt olarak iki kısma ayrılırlar[2]. Direkt tip sistemde soğutucu akışkan kolektör içerisinde devredilir. Diğer bir ifadeyle kolektör, bir evaporatör vazifesi görür. İndirekt tip sistemde ise kolektör içerisinde hava veya su sirküle edilir.

Yaygın kullanılan soğutma çevrimleri ikiye ayrılır. Bunlar mekanik buhar-sıkıştırılmalı çevrim ve absorpsiyonlu çevrimdir. Mekanik buhar-sıkıştırılmalı çevrimde iş gören

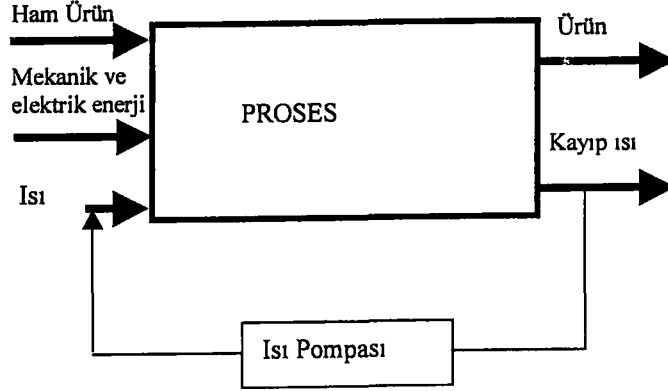
akışkan için dört termodinamik durum değişimi söz konusudur. İş gören akışkan uygun basınç ve sıcaklıklarda faz değiştirebilen bir özellikte olmalıdır. Buhar fazındaki akışkan kompresörde sıkıştırılır sonra bir kondenserde yoğunlaştırılır, sıvı haldeki akışkan bir kısılma işleminden geçirilerek basıncı ve sıcaklığı buharlaşabileceği değerlere düşürülür ve son olarak akışkan bir evaporatörde buharlaştırılır. Böylece iş gören akışkan evaporatörde ısı kaynağından ısı absorbe ederek buharlaşırken yoğunlaştırucuda ısı kuyusuna ısı deşarj ederek yoğunlaşır. Bu arada kompresör iş gören akışkanın basınç ve sıcaklığını ısı kuyusu sıcaklığının üstüne yükseltirken kısma valfi ise ısı kaynağı sıcaklığının altına düşürür. Uygulamada en çok kullanılan soğutma çevrimi bu çevrimdir.



Şekil-1.1. Mekanik Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

Isı pompalarının uygulama alanlarını en genel halde iki guruba ayırabiliriz. Bunlar evsel ve endüstriyel uygulamalardır. Endüstriyel uygulamalarda ısı pompaları, kayıp ısıl enerjinin geri kazanımı için kullanılır. Bunu en genel halde Şekil-1.2 'teki gibi gösterebiliriz [6,7]. Buradaki prosesleri aşağıdaki gibi sıralayabiliriz[6,7,8].

1. Gıda sanayi
2. Tekstil sanayi
3. Kimya ve kağıt sanayi
4. Plastik enjeksiyon
5. Kurutma işlemleri



Şekil-1.2 Isı Pompasının Endüstriyel Uygulaması

Isı pompalarının evsel uygulamaları meskenlerin, ticari ve resmi binaların ısıtma ve soğutma ihtiyacının karşılanmasını kapsamaktadır. Bu konuda literatürde çok sayıda çalışma mevcuttur[8].

Bina ısıtmak amacıyla jeotermal kaynaklardan doğrudan veya dolaylı olarak faydalanılır. Jeotermal kaynağın doğrudan kullanıldığı jeotermal ısıtma sistemlerinde, bir eşanjör vasıtasıyla jeotermal suyun ısısı bina ısıtma tesisatı su devresine aktarılır. Bu tip bir uygulama için jeotermal suyun sıcaklığı 80 °C civarında olmalıdır. Bu yüzden sıcaklığı 50 °C 'nin altındaki kaynaklar böyle bir uygulama için elverişli değildir. Fakat bu kaynaklardan ısı pompası vasıtasıyla faydalanmak mümkündür. Bunun için bir su-su tipi ısı pompasının evaporatöründe düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynaktan ısı absorbe edilip kondenserinde bina ısıtma tesisatı için sıcak temiz su üretilir. Bu tip sistemler "Jeotermal Isı Pompası" (GHP) olarak adlandırılır. Sonuç olarak jeotermal ısı pompaları düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynakların bina ısıtmada kullanılmasına imkan sağlayan sistemlerdir.

Jeotermal kuyularda suyun sıcaklığı derinliğe göre değişmektedir. Sıcaklık değişimi aşağıdaki gibidir;

$$T=13.6 + 3.5(H-32)/100$$

T: Sıcaklık($^{\circ}\text{C}$)

H:Derinlik

Yukarıdaki bağıntıdan da anlaşılacağı gibi bir jeotermal kuyudan daha sıcak su elde etmek için daha derine sondaj yapmak gerekir. Öte yandan derine inildikçe kuyu maliyeti artar. Bu nedenle sıcak su için derine inmek yerine yüzeye daha yakın yerlerde bulunan düşük sıcaklıktaki jeotermal suyun sıcaklığını bir ısı pompası ile yükseltmek daha ekonomik olabilir. Örneğin Çin 'de yapılan bir araştırmada bir merkezi ısıtma sisteminin ısı isteğinin karşılanması amacıyla tasarlanan ısı pompasında kaynak olarak düşük sıcaklıktaki jeotermal kuyu kullanılmıştır. Isı pompasının ilk yatırım maliyeti aynı kapasitedeki jeotermal kuyunun maliyetinin 1/3 kadar olduğu belirtilmektedir[9].

Jeotermal kaynak sıcaklığının kuyu derinliğine göre değişimi için literatürde farklı bağıntılar mevcuttur. Yukarıda verilen bağıntıdan farklı olarak Niess[10] aşağıdaki eşitliği vermektedir.

$$T = 12.8 + 27.4 * Z$$

T: sıcaklık[$^{\circ}\text{C}$]

Z: derinlik[km]

Evsel ısıtmada jeotermal suyun direkt kullanılabilmesi için sıcaklığının 80°C civarında olması gerektiği göz önüne alındığında, yukarıdaki bağıntıya göre kuyu derinliğinin yaklaşık olarak 2400 m 'den fazla olması gerekir. Fakat 35°C sıcaklık için ise yaklaşık 810 m civarında bir kuyu derinliği gerekmektedir. Aradaki fark kuyu maliyeti açısından önemlidir. Bu nedenle yukarıda belirtildiği gibi maliyeti azaltmak için jeotermal ısı pompası kullanılabilir[10].

Niess[10] tarafından yapılan bir çalışmada bu konu detaylı olarak incelenmiştir. Daha derin kuyulara alternatif olarak ısı pompası kullanılabilir. Niess çalışmasında, 915 m derinliğinde, 20 l/t debi ve 38°C sıcaklıktaki bir jeotermal kaynaktan ısı pompası ile ısı absorbe ederek 74°C de 28 l/s debide sıcak temiz su elde etmiştir. Kondenser su devresi kapalı devre olup dönüş sıcaklığı 68°C ve toplam ısı yükü 644 kW tır. Eğer jeotermal su direkt olarak kullanılsaydı (genellikle jeotermal sudaki ısı bir plakalı tip eşanjörle ısıtma devresinde kullanılmak üzere kapalı devreden temiz suya aktarılmaktadır) eş

değer ısı yükü için 76 °C sıcaklık, 28 l/s debiye sahip 2347 m derinlikte bir kuyu kullanılması gerekirdi. Bu iki durumun ekonomik analizini yapan Niess, ilk yatırım maliyeti için ısı pompasının % 65 daha ekonomik, işletim maliyeti için ise % 88 tasarruf sağlandığı sonucuna varmıştır.

Niess[11] yaptığı başka bir çalışmada, ısı kaynağı olarak 1.5 km derinlik, 54°C sıcaklık ve 20 lt/s debideki bir jeotermal kuyunun kullanıldığı, 2580 kW ısıtma kapasiteli bir jeotermal ısı pompasının, sıvı yakıt kullanan konvansiyonel ısıtma sistemi ile karşılaştırıldığında 10 yıllık zaman için tasarrufunun 1.469.200 \$ olduğu belirtilmektedir. Performans katsayısı (COP) 3.5, sistemin amortismanı ise 4 yıl olarak tespit edilmiştir. Jeotermal su, bir eşanjör ile (su-su devreli) ısı pompasından izole edilmiştir. Evaporator ve kondenser su devreleri kapalı devre olup, kondenserden suyun çıkış sıcaklığı 74°C ve dönüş sıcaklığı ise 68 °C dir.

Jaud yaptığı çalışmada[12] jeotermal ısı pompası için farklı bir uygulama gerçekleştirmiştir. Kuyunun derinliği 1700 m, suyun debisi 210 m³/h ve sıcaklığı 57 °C 'dir. Jeotermal ısı pompası, biri döşemeden ısıtmalı diğeri ise normal radyatörlü iki ısıtma sistemini beslemektedir. Sistemde jeotermal sudan ısı çekmek için titanyum alaşımından imal edilmiş plakalı tip eşanjör kullanılmıştır. Döşemeden ısıtmalı sistemin dönüş suyu ısı pomasının evaporatöründe soğutulmakta ve sonra plakalı eşanjörde jeotermal su ile ısıtılıp tekrar sisteme dönmektedir. Böylece ısı pomasının evaporatörü döşemeden ısıtmalı sistemin dönüş hattıyla beslenmektedir. Kondenserde ise radyatörlü sistemin suyu sirküle edilmektedir. jeotermal ısı pompasının farklı bir uygulaması olan bu sistemle %46 enerji tasarrufu sağlandığı belirtilmektedir.

Bjelm'in gerçekleştirdiği bir araştırmada [13] ise kaynak olarak 25 °C sıcaklıkta ve 100 l/s debide su içeren 800 m derinlikteki bir kuyu kullanılmıştır. jeotermal ısı pompasının gücü 13MW'tır. Böyle bir sistemin, sıvı yakıtın kullanıldığı eski sisteme kıyasla 0.85 milyon SEK/yıl tasarruf sağlandığı ve amortismanının 3.5 yıl olduğu kaydedilmiştir.

Kunze jeotermal kaynakları sıcaklığa göre sınıflandırdığı çalışmasında[14] 50 °C nin altındaki kaynakların jeotermal ısı pompası uygulamaları için 50-80 °C arası

sıcaklıkların direkt kullanım için 130 °C nin üstündeki kaynakların ise elektrik üretimi için uygun olduğunu belirtmektedir. 50 °C altındaki kaynaklarda jeotermal ısı pompaları için tipik COP 3.5-4.5 arasında değiştiğini ve yaklaşık olarak %25 enerji tasarrufu sağlayacağını belirtmektedir.

Sullivan ise makalesinde[15] ilk kez 1940'lı yıllarda ortaya çıkan jeotermal ısı pompalarının bu gün Amerika'da yılda 35000 adet üniteye ulaştığını yazmaktadır. Amerika'da DOE (Enerji Bakanlığı), SERDP (Strategic Environmental Research and Development Program) gibi devlet kuruluşları, jeotermal ısı pompası teknolojisinin geliştirilmesi ile ilgili çok sayıdaki projeye sponsorluk yapmaktadırlar [16,17].

Bloomquist [18], Amerika 'da jeotermal kaynak kullanımının tarihsel gelişimini incelediği çalışmasında, jeotermal ısı pompası uygulamalarının gerek günümüzdeki ve gerekse gelecekteki önemini ortaya koymuştur. Bu çalışmada belirtildiği üzere Washington eyaletinde, takriben 1903 yılında jeotermal kaynaklara kaplıca kullanımı amacıyla gösterilen ilgi 1973 petrol ambargosu ve 1979 petrol krizi nedeni ile yön değiştirmiş ve 1970 'li yıllarda elektrik üretiminde ve evsel ısıtmada jeotermal kaynaklardan faydalanılmaya başlanmıştır. Bu yıllarda ısıtma uygulamaları daha çok direkt kullanım şeklindedir. Fakat 1980 'li yıllarda maliyetinin fazla olması nedeniyle direkt kullanımdan vazgeçilmiş ve düşük sıcaklıktaki kaynakların ısı pompası ile kullanımı ilgi odağı olmaya başlamıştır. Yapılan inceleme sonucunda Washington eyaletinde yaklaşık olarak 20 °C sıcaklıkta 338 adet kaynak tespit edilmiştir. WSEO (Washington Eyalet Enerji Bürosu) 'nun DNR ile ortaklaşa yürüttüğü çalışmalar sonucunda bu kaynakların değerlendirilmesi amacıyla ısı pompası (GHP) projeleri tasarlanmıştır. WSEO 'nun ilk büyük GHP uygulaması Ephrata belediye kuyusu için yaptığı projedir. Kuyu sıcaklığının 30 °C, derinliğin 550 m ve debinin 140 l/s olduğu bu uygulamada COP 5.8 olarak tespit edilmiştir[18]. Bundan sonra Oregon Teknoloji Enstitüsü Jeo-Isı Merkezi 'nin katkılarıyla 1983 yılında büyük bir adliye sarayının ısıtılması amacıyla yeni bir ısı pompası (GHP) tasarlanmıştır. Bu sistem 30 °C 'deki kuyudan ısı çekmekte ve bina kompleksinin merkezi ısıtma sistemine 52-65 °C sıcaklıkta su sağlamaktadır. Bu sistem sayesinde enerji tüketiminde % 80 azalma ve buna mukabil % 85 civarında parasal tasarruf sağlanmıştır[18] . Bu proje dahilinde bazı ünitelerde GHP sistemine çevrilmiştir. 1983 yılında gerçekleştirilen bu projeler DOE

(Enerji Bakanlığı) ve ASHRAE ödülleri kazanmıştır. Bu proje diğer projeler için bir katalizör görevi görmüş, bundan sonra Yakima Ulusal Hapishanesi, Washington Eyaleti Sağlık ve Sosyal Hizmetler Binası ve çok sayıda okul için GHP uygulaması hayata geçirilmiştir[18].

Rafferty [19] GHP uygulamalarına ilişkin tecrübelerini aktardığı çalışmasında biri 22 °C kuyu sıcaklığına sahip ve 1266 kW gücünde diğeri ise 13 °C kuyu sıcaklığına sahip 549 kW gücünde iki ayrı ısı pompası sistemini (GHP) kurduğunu söylemektedir. Bu çalışmalardan sonra edindiği tecrübeye göre, suyun kimyasal analizinin iyi yapılarak içerdiği kirlenmeye karşı önlem alınması ve sistemin bir plakalı eşanjörle jeotermal sudan tecrit edilmesi gerektiğini belirtmektedir.

Jeotermal enerjinin gerek direkt kullanım ve gerekse ısı pompası ile kullanımı konusunda hem kullanıcılara hem de tasarımcılara teknik bilgi konusunda destek olmak amacıyla Oregon Teknoloji Enstitüsü Jeo-Isı Merkezi (GHC) "jeotermal enerji araştırma ve geliştirme" adlı bir program başlatmıştır[20]. Bu programla teknik sorunların çözümüne yardımcı olmak, tasarım maliyetlerini düşürecek incelemelerin yapılması ve özellikle düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynakların işletimi konusunda gerekli bilgi, belge ve döküman sağlanması hedeflenmiştir.

Mathen[21] çalışmasında çalışır vaziyetteki 10 adet GHP 'nin yıllık performans seviyelerini (SPF) tespit etmiş ve konvansiyonel ısıtma sistemleri ile karşılaştırma yaparak net enerji tasarrufunu tespit etmiştir. Elde ettiği sonuçlara göre kuyu pompasının tükettiği enerji miktarının sistem performansı üzerinde önemli bir etkisi olduğunu ve performansı %10-15 etkilediğini ve bu yüzden pompa seçiminde dikkatli davranılması gerektiğini söylemektedir. Ayrıca ısı pompası evaporatörünün jeotermal sudan tecrit edilmesi gerektiğini aksi halde kirlenmeden dolayı ısı transferinin kötüleştiğini belirtmektedir. İncelediği bütün sistemler için ısıtma modunda ortalama yıllık performans 2.07 ve soğutma modunda soğutma tesir katsayısının 1.3 olduğunu belirtmektedir.

Jeotermal enerji çevreyi kirletmeyen temiz bir enerji kaynağı olması nedeniyle kullanımını gittikçe cazip hale gelmektedir. 1996 yılı itibariyle Washington eyaletinde 20 'den fazla merkezi ısıtma sisteminde jeotermal enerjiden faydalanılmaktadır[22]. Rafferty jeotermal kaynaktan ısı üretmenin maliyetini 0.0034 \$/kWh olarak vermektedir[22].

Dvorov[23] ise Rusya için jeotermal ısı kullanımının ekonomik ve teknik yönünü incelediği çalışmasında, 80 °C ve üzeri sıcaklıklardaki kaynakları kullanarak direkt ısıtma yapmak yerine düşük sıcaklıktaki kaynaklardan ısı pompası ile yararlanmanın daha ekonomik olduğunu ortaya koymuştur.

Reistad[24] GHP optimizasyonu isimli araştırmasında jeotermal su debisinin ekipman (evaporatör), enerji ve su maliyeti üzerinde önemli derecede etkin olduğunu belirtmektedir. Sonuçta 11.8 kW evaporatör kapasitesi için optimum jeotermal su debisinin 0.25 l/s ve jeotermal suyun evaporatörde soğuma miktarının 8.2 °C olarak bulunmuştur. Bu değerler için yoğuşma sıcaklığı 50 °C 'dir.

Jeotermal ısı pompasının bir binadaki mevcut radyatörlü ısıtma sistemine (kalöriferli ısıtma sistemi) nasıl entegre edileceği üzerinde durulması gereken önemli bir noktadır. Çünkü bilindiği gibi ülkemizde ve özellikle bölgemizdeki en yaygın ısıtma sistemi radyatörlü (hidronik) sistemlerdir. Halozan[25] hidronik sistemlerin Avrupa' da çok yaygın olması nedeniyle bu sorunu incelediği çalışmasında GHP 'nin hidronik ısıtma sistemlerine entegrasyonu konusunda faydalı öneriler ileri sürmektedir. Avrupa' da yaygın olarak kullanılan hidronik sistemlerin ülkemizdekilerle aynı olduğu ve benzer çalışma rejimine sahip oldukları bu makaleden anlaşılmaktadır. Halozan, fosil yakıt (kömür yada fuel-oil) yakan bir kazan (boiler), sıcak su sirkülasyon pompası, dağıtım boruları ve radyatörlerden (veya radyatör yerine döşemeden ısıtma) oluşan bir sistem olarak tanımladığı hidronik sistemler için iki tür çalışma rejiminden bahsetmektedir. Bunlardan birinci nevi sistemlerde, kazandan ayrılıp radyatörlere giden suyun sıcaklığı 90 °C iken ikinci tür sistemlerde bu sıcaklığın 60-72 °C civarındadır. Birinci tür sistemlerde radyatör yüzey sıcaklığının yüksek olması ortam havasının aşırı kurumasına neden olduğundan ikinci tür sistemler Avrupa 'da daha fazla tercih edilir olmuştur. Hatta Halozan, bu sıcaklığın son yıllarda dizayn aşaması için 55 °C 'ye düştüğünü

belirtmektedir. Ayrıca döşemeden (tabandan) ısıtma için dizayn sıcaklığının tipik değerinin 45 °C olduğunu fakat uygulamada artık bu sıcaklıkların radyatörlü sistemler için 50 °C ve döşemeden ısıtmalı sistemler için 40 °C olduğunu da söylemektedir. Halozan, çalışmasının devamında bu sıcaklıkların ısı pompası uygulaması için fevkalade uygun ve karşılanabilir olduğunun altını çizmekte ve GHP 'nin kolayca sisteme entegre edilebileceğini belirtmektedir. Bunun için sadece kazanın ısı pompası ile yer değiştirmesi gereklidir. Burada asıl sorun binanın ısı ihtiyacının GHP 'nin nominal ısıtma gücünün altına düştüğü zaman GHP'nin on/off durumuna düşmesidir. Çünkü GHP' nin nominal dizayn kapasitesi, ısıtma sezonunun en soğuk aylarında binanın ısı ihtiyacını karşılayacak şekilde seçilir. Daha sıcak zamanlarda binanın ısı ihtiyacında azalma olacağı için, bir ısıtma sezonu boyunca binanın ısı istemi GHP 'nin nominal kapasitesinin altına düşebilir. Öte yandan hidronik sistemlerde çalışma rejimi örneğin günde 14 saat sürekli çalışma şeklindedir. Dolayısıyla sistemin on/off rejimine girmesi önlenmelidir. Bu sorunun çözümü için Halozan, değişken hızlı kompresör kullanmak suretiyle sürekli kapasite kontrolü yöntemini önermektedir. Bu konu çalışmamızın sonuçlar bölümünde daha detaylı olarak irdelenmiştir.

Washington 'da 14864 m² alana sahip Daniel Boone lisesi, kışın ısıtma yazın soğutma yapabilen bir GHP sistemi ile teçhiz edildiği bildirmektedir[26]. Daha önce okul, bir boiler vasıtasıyla ısıtılmakta ve soğutma için bir soğutma kulesi kullanılmaktadır. Isı pompası ile sağlanan tasarrufun 37000 \$/yıl ve amortisman süresinin 6 yıl olduğu belirtilmektedir. Rinse bu çalışmasıyla 1998 ASHRAE Teknoloji Ödülü 'nü kazanmıştır[26].

Buraya kadar aktarılan bilgilerden de anlaşılacağı gibi bina ısıtmada GHP kullanımı, derin kuyulardan elde edilebilen sıcak jeotermal suyun doğrudan kullanımına göre çok daha ekonomiktir. Bu konudaki çalışmalar çeşitli ödüllerle teşvik edilmektedir.

Ülkemizin yer aldığı Alp-Himalaya orojenik kuşağı üzerinde, orta ve düşük entalpili hidrotermal sistemlerden su+buhar içerikli yüksek entalpili sistemlere kadar değişen bir jeotermal potansiyel vardır.[27]. Ülkemizde ilk jeotermal enerji araştırmaları 1962 yılında MTA Genel Müdürlüğü'nün sıcak su kaynaklarına yönelik envanter çalışmaları

ile başlamıştır. İlk araştırma kuyusu 1963 yılında İzmir –Balçova'da açılmış ve 40 m derinlikte 124 °C 'de sıcak su + buhar üretimi sağlanmıştır. MTA kaynaklarına göre ülkemizin görünür jeotermal potansiyelin elektrik üretimi eşdeğeri 350 MW, termal eşdeğeri ise 2000 MW olarak tahmin edilmektedir[27].

MTA tarafından hazırlanan Türkiye Jeotermal Envanteri isimli çalışmada ülkemizin illere göre jeotermal rezervleri hakkında çok geniş ve detaylı bilgiler mevcuttur. Örneğin Erzurum'un Pasinler ilçesinde 200 m derinlikteki iki kuyudan 42 °C sıcaklık ve 75 -95 lt/sn debilerde, Ilıca ilçesinde 605 m derinlikte 39 °C ve 6 lt/sn debi ve Tekman ilçesinde 33-36 °C ve 14 lt/sn debide sıcak su elde edildiği kaydedilmiştir[27]. Bu kuyular kaplıca amacıyla kullanılmaktadır. Kaplıcalardan atılan suyun sıcaklığı 30-35 °C civarındadır. Atmosfere atılan bu ısı enerjisini ısı pompasıyla geri kazanmak ve bina ısıtma amacıyla kullanmak mümkündür.

Kış mevsiminin çok sert geçtiği bölgemiz için ısınma çok ciddi bir sorun olmaya devam etmektedir. Yerin altında büyük bir ısı enerjisi atıl olarak dururken yerin üstünde, ısınmak için, çevreyi kirletmek pahasına büyük paralar harcamak akılcı görünmemektedir. Ülkemizde GHP konusu bugüne yeterince kadar incelenmemiş bir konudur. Bu nedenle yöremizdeki mevcut düşük sıcaklıktaki jeotermal enerjinin değerlendirilmesi amacıyla bu çalışmaya gerek duyulmuştur. Bu çalışmayla, dünyada gittikçe popülerite kazanan GHP teknolojisi için teknik bilgi birikimini elde etmek, yetkililerin bu temiz enerji kaynağına dikkatlerini çekmek ve bu konuda proje uygulamalarının hayata geçirilmesine öncülük etmek amaçlanmıştır. Bu çalışmayla GHP konusu hem deneysel hem de teorik olarak ele alınmış ve bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Deneysel çalışmada döşemeden ısıtmaya yönelik olarak 45 °C sıcaklıkta su üreten ve bunun için 35 °C sıcaklıkta kaynak kullanan bir prototip jeotermal ısı pompası dizayn edilmiştir. Elde edilen deneysel bulgular geliştirdiğimiz bilgisayar programı ile karşılaştırılmıştır.

2. MATERYAL VE METOT

Bu çalışma deneysel inceleme ve bilgisayar programı olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Su-su tipi prototip bir jeotermal ısı pompası deney düzeneği hazırlanarak deneysel olarak sistemin performansı saptanmış ve bilgisayar simülasyon programı geliştirilerek deneysel sonuçlarla uyumu test edilmiştir. Yapılan simülasyon programı ve deneysel çalışma hakkında aşağıda geniş bilgi verilmiştir.

2.1. Isı Pompası Simülasyonu

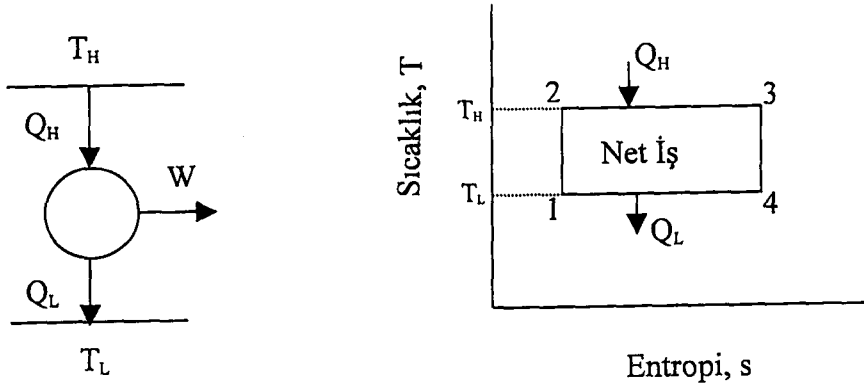
Bu bölümde mekanik buhar sıkıştırırmalı çevrime göre çalışan bir su-su tipi ısı pompasının matematik modeli oluşturulmuş ve modeli teşkil eden denklemleri simültane çözen bir bilgisayar programı yazılmıştır.

2.1.1. Termodinamik Çevrim

Buhar sıkıştırırmalı çevrimin daha iyi anlaşılabilmesi için Carnot çevriminden kısaca bahsetmek gerekir. Carnot çevrimi ideal bir çevrimdir ve iki sıcaklık arasında çalışan hiçbir çevrimin verimi Carnot çevrimininkinden daha büyük olamaz. Carnot çevrimi esasında yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı alıp bunun belli bir kısmını işe çeviren ve geri kalanını ise düşük sıcaklıktaki bir kaynağa deşarj eden bir ısı makinasını tanımlar. Şekil-2.1 de bir Carnot ısı makinasının şeması ve sıcaklık-entropi (T-s) diyagramında gösterilişi verilmiştir.

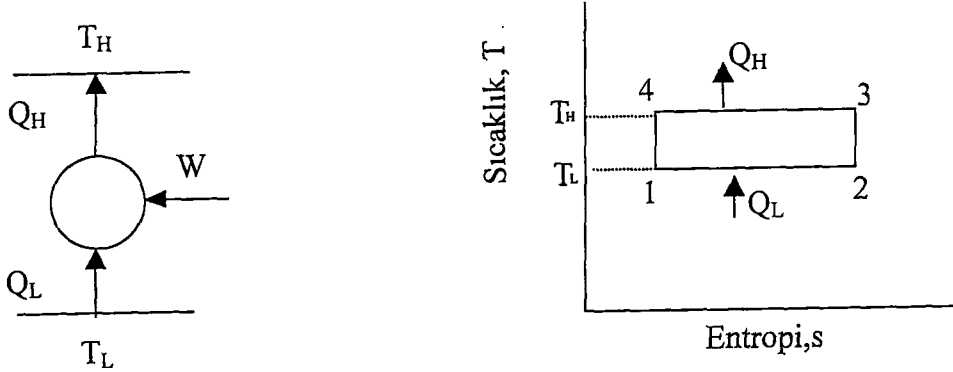
Çevrimi oluşturan prosesler aşağıdaki gibidir.

- 1-2. Tersinir adyabatik sıkıştırma
- 2-3. Tersinir izoterm genişleme
- 3-4. Tersinir adyabatik genişleme
- 4-1. Tersinir izoterm sıkıştırma



Şekil-2.1 Carnot Isı Makinası ve Çevrimin T-s Diyagramında Gösterimi

Carnot ısı pompası çevrimi yukarıdaki Carnot ısı makinası çevriminin ters yönde çalışmasıyla elde edilir. Diğer bir deyişle Carnot ısı makinası yüksek sıcaklıktaki kaynaktan düşük sıcaklıktaki kaynağa ısı aktarırken iş üretir. Carnot ısı pompası ise düşük sıcaklık seviyesindeki bir kaynaktan aldığı ısı enerjisini yüksek sıcaklıktaki kaynağa transfer eder. Bunun yapabilmesi için sisteme dışardan iş yapılması gerekir. Şekil-2.2 'de Carnot ısı pompası ve çevrimi görülmektedir.



Şekil-2.2 Carnot Isı pompası ve çevrimi

İdeal Carnot çevriminin burada incelenmesinin iki nedeni var;

1. İdeal Carnot çevrimi iyi bir mukayese aracıdır. İki sıcaklık arasında çalışan hiçbir gerçek çevrimin verimi aynı sıcaklık aralıklarında çalışan Carnot çevriminin veriminden daha büyük olamaz.
2. Hangi sıcaklık aralığında maksimum verimin elde edileceğini bize gösterir.

Carnot ısı makinası durumunda W/Q_H oranı çevrimin termik verimi olarak isimlendirilirken, Carnot ısı pompası durumunda ise Q_H/W oranı dikkate alınır ve "Performans Katsayısı" olarak tanımlanır. Böylece Carnot ısı pompası için performans katsayısı;

$$COP = \frac{T_H}{T_H - T_L} = \frac{Q_H}{W}$$

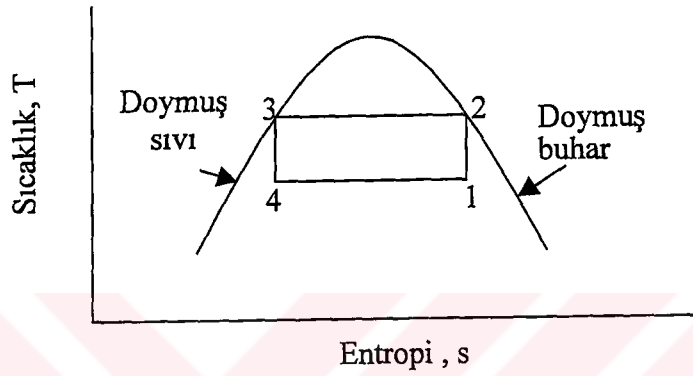
olarak ifade edilir.

Carnot çevrimine yaklaşabilmek için, bu aynı zamanda daha verimli bir ısı pompası yapmak anlamına gelir, ısıtma ve soğutma işlemlerinin izoterm şartlarda olması gerekir. Bu maksatla iş gören akışkan olarak uygun sıcaklık ve basınçlarda faz değiştirebilecek bir akışkan (soğutkan) seçilmelidir. Yani iş gören akışkan buharlaşarak ısı absorbe etmeli ve yoğunlaşarak ısı vermelidir.

Böyle bir akışkan ise sıvı ve buhar fazları arasında çalışacak demektir. Bu tarz bir iş gören akışkanla çalışan Carnot çevrimi, Şekil-2.3 'de görüldüğü gibi doymuş-sıvı ve doymuş buhar eğrileri arasına yerleştirilebilir. Diyagramdaki 2-3 ve 4-1 prosesleri izoterm şartlarda meydana gelirler. 2-3 durum değişimi buharlaşma işlemidir ve bir kondenser içerisinde gerçekleşir. 4-1 prosesi ise buharlaşma işlemidir ve bir evaporatörde meydana gelir. Bu prosesler çevrimin izoterm safhalarını oluştururlar.

Performans katsayısının yüksek olmasına rağmen pratikte mekanik sınırlamalardan dolayı Şekil-2.3 'de görülen çevrimin sıkıştırma ve genişleme prosesleri için revizyon

gereksinimi söz konusudur. Şekil-2.3 'deki sıkıştırma işlemi "ıslak sıkıştırma" olarak isimlendirilir. Çünkü işlem sıvı partiküllerinin bulunduğu ıslak buhar bölgesinde meydana gelir. Pistonlu kompresör kullanıldığında, ki en yaygın kullanılan kompresör tipidir, sıvı partiküller kompresör valflerine zarar verir. Ayrıca sıvı partikülleri silindir cidarındaki yağı yıkayıp, yağlamayı bozar ve aşınmayı artırır.

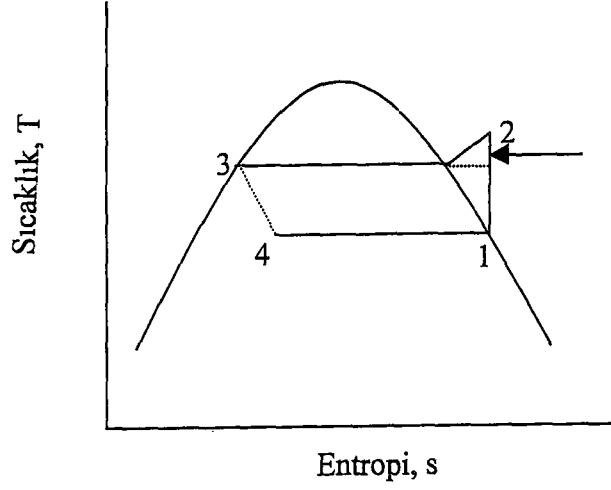


Şekil-2.3 Carnot Çevrimi

Bu dezavantajından dolayı "kuru sıkıştırma" ya sıkıştırmaya tercih edilmektedir. Eğer soğutkan şekil-2.4'de görüldüğü gibi kompresöre doymuş buhar olarak girerse 1-2 arasındaki sıkıştırma işlemi "kuru sıkıştırma" olarak adlandırılır.

Kuru sıkıştırma ile Carnot çevriminin dikdörtgen formu bozulmuş oldu. Artık soğutkan kompresör çıkışında kızgın bölgededir. Yoğuşma sıcaklığının üstünde kalan (okla gösterilen) alan ilave iş anlamına gelir.

İdeal Carnot çevriminden diğer bir sapma ise genişleme işlemidir. İdeal Carnot, genişleme işleminin bir genişleme makinasında (türbin) izentropik olarak gerçekleştiğini kabul eder ve genişleme işlemiyle elde edilecek olan işin kompresöre aktarılabilceğini varsayar.



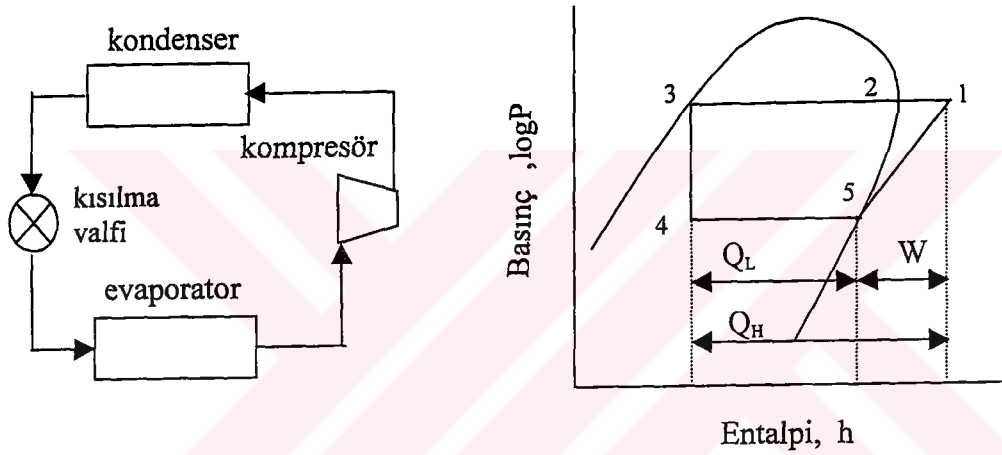
Şekil-2.4 İdeal Buhar Sıkıştırma Çevrimi

Oysa; elde edilen iş, kompresöre verilmesi gereken işin çok küçük bir kısmını oluşturur. Bu nedenle böyle bir iyileştirme ile elde edilen kazanım bir genişleme makinasının maliyetini karşılamaz. Bu yüzden genişleme prosesi için bir kısma valfi kullanılır. Kısma valfi bir değişken kesitli orifis veya kılcal boru olabilir. Kısılma işleminde kinetik ve potansiyel enerjide bir değişme olmadığı ve adyabatik olduğu kabul edilir. Dolayısıyla proses izentalpiktir, yani entalpi sabit kalır. Entalpinin sabit kaldığı kısılma işlemi tersinmezdir ve proses süresince entropi artar. Bu yüzden şekil-2.4 'de 3-4 arasındaki kısılma işlemi kesik çizgilerle gösterilmiştir.

Yukarıda standart buhar sıkıştırma çevrimi T-s diyagramında oluşturduk. Bu noktadan itibaren gösterimi daha basit, kullanışlı ve pratik olması nedeniyle çevrimi basınç-entalpi diyagramında göstermek suretiyle incelememize devam edebiliriz. İdeal buhar sıkıştırma çevrimine ait basınç-entalpi (p-h) diyagramı şekil-2.5' de görülmektedir.

Diyagramdan görüldüğü gibi yoğun, yüksek basınçlı soğutkan 1 noktasında kompresörü terkeder. Kompresörde kuru buhar izentropik olarak sıkıştırıldığı için kompresör çıkışında soğutkan kızgın buhar halindedir ve yoğuşmaya başlamadan önce (2 noktası)

sabit basınçta soğutulması gerekir. 2-3 arasındaki sabit sıcaklıkta yoğuşma işlemi, buhar tamamen sıvı faza dönüşüncüye kadar devam eder. Adyabatik genişleme 3 noktasından 4 noktasına düşey olarak çizilen bir hatla gösterilir. Çünkü daha öncede belirtildiği gibi bu bir izentalpik süreçtir. Buharlaşma işlemi sabit basınç ve sıcaklıkta 4 ile 5 noktaları arasında meydana gelir. Genişleme işlemi ıslak buhar bölgesinde sona erdiğinden evaporatör girişinde soğutkanın belli bir kısmı buhar fazındadır ve evaporatör açısından kullanışsızdır. Son olarak 5-1 noktaları arasında izentropik sıkıştırma işlemi vuku bulur.

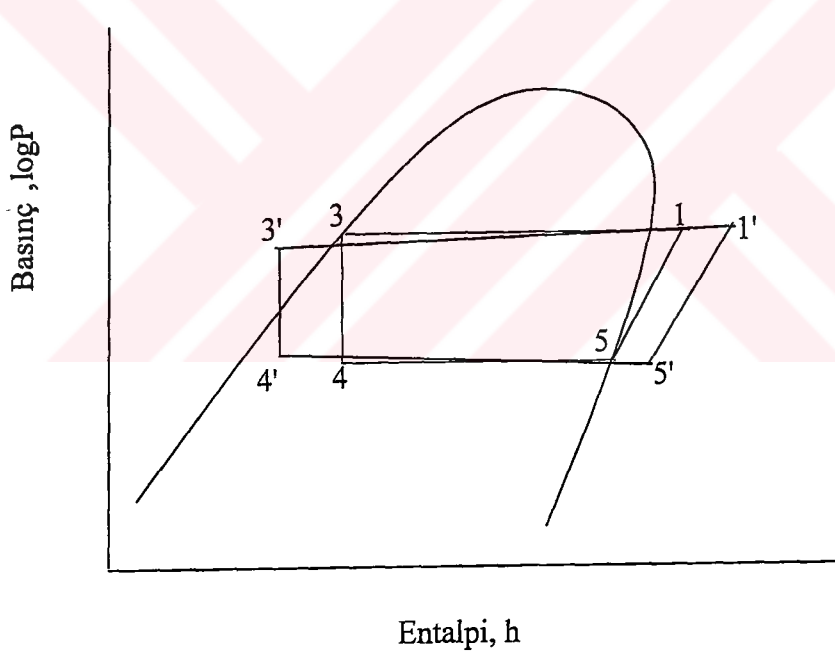


Şekil-2.5 Buhar Sıkıştırımlı çevrim ve p-h diyagramı

Çevrimi logP-h diyagramında göstermenin sağladığı iki avantaj vardır. Çevrimi analiz etmek için soğutkanın kompresör giriş ve çıkışındaki durumu bilmek yeterlidir. Çünkü geri kalan kısmı düz doğrulardan ibarettir. Diğer avantajı ise entalpi yatay ekseninde olduğu için Q_H , Q_L ve W 'yı direkt olarak diyagram üzerinden okuyabiliriz. $Q_H = Q_L + W$ olduğu kolayca görülebilir. Bu bağıntı sisteme giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olduğunu gösterir. Öte yandan diyagram ilk bakışta COP hakkında fikir verir. COP' nin yüksek olması için W 'nın küçük, Q_H 'in büyük olması gerektiği kolayca görülebilir.

Şekil-2.5 'de görülen çalışma çevrimi ideal bir çevrimdir. Her ne kadar bu çevrim kuru buhar sıkıştırma için gerekli sınırlamaları dikkate alsada ekipmanların % 100 verimle çalıştığını kabul ettiği için ideal bir çevrimdir. Gerçek çevrim ise şekil-2.6'da

görülmektedir. Şimdi gerçek çevrim ile ideal çevrimi karşılaştıralım. Isı pompası çevriminde hakim eleman kompresördür. Kompresöre girmeden önce soğutkana bir miktar aşırı kızdırma uygulanır. Dolayısıyla soğutkan kompresöre 5 noktasında değil 5' noktasında girer. Bu aşırı kızdırma bir emniyet payıdır. Bu şekilde kompresöre sıvı partikül gitme riski ortadan kalkar. Fakat aşırı kızdırmanın bazı dezavantajları vardır. Evvela özgül hacim artacağı için kompresör boyutları büyüyecektir. Öte yandan kompresör deşarj sıcaklığı artacak ve soğutkan kompresörü 1 yerine 1' noktasında terkedecektir. Bu da deşarj valfine zarar verebilir. İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi izentropiktir. Gerçekte kompresör entalpiyi izentropik durumdakinden daha fazla artırır. Bu artış izentropik verimle ifade edilir. Gerçek çevrimdeki sıkıştırma işine W' dersek izentropik verim W/W' olacaktır.



Şekil-2.6. Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Çevrim

Sürtünmelerden kaynaklanan mekanik kayıplar mekanik verimle ifade edilir. Ayrıca silindir içerisine giren soğutkanın aniden ısınarak hacminin artmasından dolayı teorik olarak içeri girmesi gerekenden daha az soğutkan silindire girecektir. Bu durum ise volumetrik verim ile ifade edilir. Bütün bu verimsizlikler ideal çevrimden sapma anlamına gelmektedir. Evaporatör girişinde buhar oranını azaltmak, diğer bir ifadeyle

kısımla performansını artırmak için kondenser çıkışında soğutkana bir miktar aşırı soğutma uygulanır. Kondenser ve evaporatörde basınç kayıpları söz konusu olduğu için 3, 4 ve 5 noktaları yerine gerçek çevrimde 3', 4' ve 5' noktaları esas alınmalıdır. Bu basınç kayıpları kompresör tarafından karşılanacağından, kompresör işi artacaktır.

2.1.2. Matematik Model

Bir ısı pompasının matematik modelini oluşturmak için ilk önce sistemi oluşturan her bir elemanı temsil eden denklemler yazılır. Ortaya çıkan denklem sistemi eş zamanlı (simültane) çözülür. Çünkü bir ekipmanın başlangıç şartı bir diğerinin sınır şartını teşkil eder.

Literatürde ısı pompası simülasyonu konusunda pek çok çalışma mevcuttur. Bu çalışmaları iki başlık altında toplayabiliriz: 1) geçici (transient) rejim 2) sürekli rejim. Birinci grup simülasyonda matematik denklemler zamana ve yola bağlı olarak yazılır. Sonuçta simülasyon programı sistem parametrelerinin zamanla değişimini verir. Örneğin sistem performansının zamanla nasıl değiştiğini gösterir. Isı pompaları dinamik sistemlerdir. Sistemin giriş değerlerindeki bir değişim anında sistem çıkış değerlerinin de değişmesine neden olur. Örneğin ısı kaynağı olarak dış ortam havasının (veya toprak) kullanıldığı bir ısı pompasını ele alalım. Kaynak sıcaklığı anlık, günlük ve mevsimsel olarak değişkendir. Diğer bir deyişle kaynak sıcaklığı zamanın bir fonksiyonudur. Dolayısıyla sistemin performansı da zamanın fonksiyonu olacaktır. Böyle bir ısı pompası için en uygun simülasyon geçici rejim (transient) de yazılmış modeldir. Sistemin davranışını en iyi transient simülasyon temsil eder.

Geçici rejim simülasyonu için literatürde bir çok çalışma mevcuttur. Değişik çözüm teknikleri kullanılmış olmasına rağmen bir çoğunun ortak noktası matematik modeli kurarken kullandıkları temel denklemlerdir. Enerji, momentum ve süreklilik denklemleri geçici rejim formunda yazılıp her bir elemana ayrı ayrı uygulanmış, ortaya çıkan denklem takımı uygun bir nümerik yöntemle çözülmüştür [28,29,30,31,32,33]. Bunun dışında literatürde dinamik simülasyon yöntemi mevcuttur. Bu yöntemde ise

simülasyon, deneysel veriler kullanılarak eğri uydurma yöntemleri ile elde edilmektedir[34].

Geçici rejim simülasyonu, parametreler zamana ve yola bağlı olarak ifade edildikleri için çözümleri zordur ama daha kesin ve doğru sonuç verir.

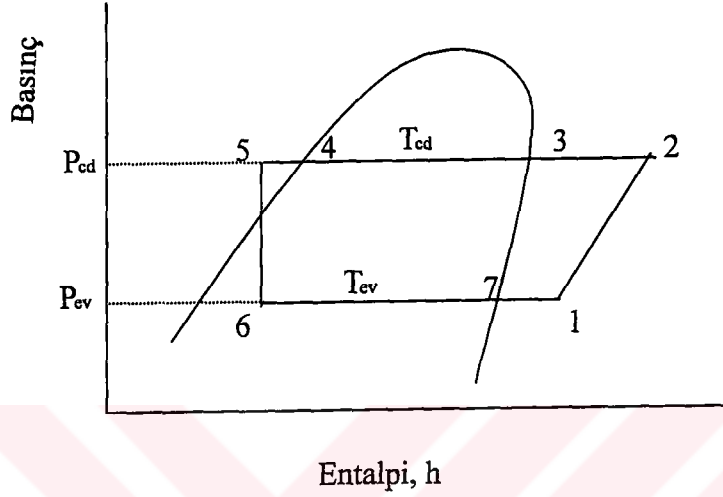
İkinci grup simülasyon tekniğinde ise denklemler zamandan bağımsız olarak ifade edilirler. Kararlı-rejim (steady-state) simülasyonunda denklem takımının çözümü daha kolaydır ve daha az veri gerektirir. Bu tip simülasyon programları kararlı çalışan ısı pompaları için çok uygundur. Örneğin ısı kaynağı olarak jeotermal kuyu kullanan bir ısı pompasında kaynak sıcaklığı üniform olduğu için sistemin performansı zamanla sabit kalır. Bu tip bir sistemin davranışını en iyi kararlı-rejim simülasyonu temsil eder. Bu konuda yapılan çalışmaların çoğunluğu hava-hava tipi ısı pompalarını kapsamaktadır[35,36,37,38]. Bunlar arasında en kapsamlı simülasyon programı Rice[35] tarafından geliştirilmiş olanıdır. Matematik model her bir ekipmanı detaylı olarak analiz eder. Parise[36,37,38] geliştirdiği matematik modelinde özellikle eşanjörleri detaylı olarak analiz eder. Kondenser ve evaporatördeki farklı ısı transferi bölgelerini (tek fazlı bölge, çift-fazlı bölge) göz önüne almaktadır.

Kaynak sıcaklığımızın zamanla değişmemesi nedeniyle kurduğumuz deney seti için en uygun matematik model kararlı rejim modelidir. Hem basitliği ve hem de daha az geometrik dizayn verilerine ihtiyaç duyması nedeniyle de çok kullanışlıdır. Matematik model için şekil-2.7 'de görülen çevrim esas alınmıştır.

2.1.2.1 Kondenser

Kondenser için literatürde bir çok matematik model mevcuttur. Fakat bunların çoğu havalı tip kondenserler için yazılmış modellerdir[39,40,41,42]. Fakat burada kondenserle ilgili basit bir model kullanacağız. Modeli oluştururken yoğuşmanın sabit basınç ve sıcaklıkta gerçekleştiği ve basınç kaybının olmadığı kabul edilmiştir. Şekil-2.7 'den görüldüğü üzere kondenserde iki ısı bölgesi mevcuttur. Bunlar tek-fazlı ve çift-fazlı bölgelerdir. Kompresörden gelen kızgın buhar 2 noktasında kondensere girer ve 3

noktasına kadar sabit basınçta soğutulur. 2-3 arası tek fazlı bölgedir. 3-4 arasında sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşma olayı söz konusudur. Her bir ısı bölgesi için ısı transfer denklemleri aşağıdaki gibidir[35,36,37,38].



Şekil-2.7 Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası Çevrimi

Kızgın buhar (superheat) bölge;

$$Q_{2-3} = m_r c_{p_{rvcd}} (T_2 - T_{cd}) \quad (2.1)$$

Çift-fazlı bölge;

$$Q_{3-4} = m_r h_{fgcd} \quad (2.2)$$

Sıvı bölge (subcooling)

$$Q_{4-5} = m c_{p_{rlcd}} (T_4 - T_5) \quad (2.3)$$

Böylece kondenser soğutkan devresi için toplam ısı yükü bu üç terimin toplamı olur.

$$Q_{rcd} = m_r \left[c_{p_{rvcd}} (T_2 - T_{cd}) + h_{fgcd} + c_{p_{rlcd}} (T_{cd} - T_5) \right] \quad (2.4)$$

Kondenser soğutkan devresi ısı yükü entalpiler cinsinden yazılabilir;

$$Q_{rcd} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (2.5)$$

Kondenser su devresi için ısı yükü;

$$Q_{wcd} = \dot{m}_{wcd} c_{p_w} (T_{cdwo} - T_{cdwi}) \quad (2.6)$$

Zarf/boru tipi kondenserde su borulardan, soğutkan zarf içinden dolaştığına göre soğutkan zarf cidarlarından atmosfere ve borulardan dolaşan suya ısı kaybedecektir.

Buna göre;

$$Q_{rcd} = Q_{wcd} + Q_l \quad (2.7)$$

yazılabilir. İyi yalıtılmış bir kondenser için kayıplar ihmal edilebilir ve (2.7) eşitliği;

$$Q_{rcd} = Q_{wcd} = Q_{cd} \quad (2.8)$$

şeklinde yazılabilir. E-NTU (Effectiveness - Number of Transfer Units) metodunu kullanarak;

$$Q_{cd} = \dot{m}_{wcd} c_{p_w} \varepsilon_{cd} (T_2 - T_{cdwi}) \quad (2.9)$$

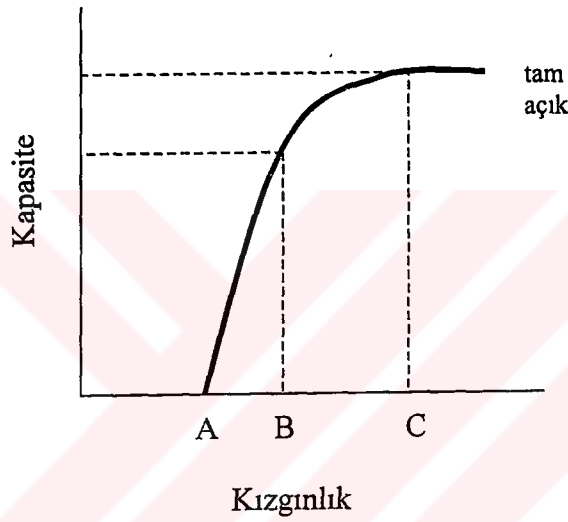
$$\varepsilon_{cd} = 1 - \exp(-NTU_{cd}) \quad (2.10)$$

$$NTU_{cd} = \frac{(UA)_{cd}}{\dot{m}_{wcd} c_{p_w}} \quad (2.11)$$

şeklinde de ifade edilebilir.

2.1.2.2. Termostatik Expansion Valfi

Termostatik genişleme valfi evaporatörden çıkan buhar fazındaki soğutkanın kızgınlık derecesine göre evaporatöre giren sıvı soğutkan debisini kontrol eder. Temel görevi kompresöre sıvı soğutkan gitmesine izin vermeden evaporatörü aktif tutmaktır. Bu nedenle evaporatöre sağlanan ısı ile tamamen buharlaşacak kadar soğutkanın evaporatöre girmesine izin verir.



Şekil-2.8 Temostatik Genişleme Valfi İçin Kızgınlığın Isıl Yükle Değişimi

Evaporatöre sağlanan ısı yükündeki değişime göre kızgınlığın değişimi şekil-2.8 'den görüldüğü gibidir. A noktası valfin henüz açılmaya başladığı andır. Buna "statik kızdırma (ΔT_{statik})" denir. Bu fabrika kızdırma ayarıdır ve yay kuvveti sistem kapalı iken valfi kapalı tutar. Isı yükündeki artışa göre, ki bu kızdırma miktarında artış demektir, valf açmaya başlar. AB mesafesi "açma kızgınlığı" (opening superheat) olarak isimlendirilir. Mevcut çalışma yükünde gerekli kızdırma artışı olarak tanımlanabilir. AC mesafesi ise statik ve açma kızgınlık miktarlarının toplamıdır ve "çalışma kızgınlığı (ΔT_{oper})" olarak adlandırılır[45].

Termostatik genişleme valfinin görevini yapan diğer bir aygıt ise kılcal borulardır (capillary-tube). Bunlara ait matematik model literatürde mevcuttur[43,44]

Termostatik genişleme valfinin en genel matematik modeli aşağıdaki gibidir[33,35].

$$\dot{m}_{r,TXV} = C_{TXV} (\Delta T_{oper} - \Delta T_{static}) (\rho_r \Delta P_{TXV})^{1/2} \quad (2.12)$$

Denklemdaki ΔT_{oper} ve ΔT_{static} terimleri kavramsal olarak yukarıda tanımlanmıştır. Modelimiz için kısılma işleminin izentalpik olduğu kabülü ile;

$$h_5 = h_6 \quad (2.13)$$

$$T_1 = T_{ev} + \Delta T_s \quad (2.14)$$

olduğu diyagramdan kolayca görülebilir.

2.1.2.3. Evaporatör

Literatürde havalı tip evaporatörler için yazılmış bazı modeller mevcuttur[46]. Evaporatörde ıslak buhar ve kızgın bölge (superheat) olmak üzere iki ısı bölgesi vardır. Evaporatör girişinde soğutkanın bir kısmı buhar fazındadır ve ısı transferinde bir rol almaz. Bütün bunlar göz önünde tutularak ve ısı transferinin izotermik olduğunu kabul edip, basınç kaybını da ihmal ederek soğutkan devresi için ısı yükü;

$$Q_{rev} = \dot{m}_r \left[(1 - x_6) h_{fg,ev} + c_{p,rev} (T_1 - T_{ev}) \right] \quad (2.15)$$

şeklinde ifade edilir. Parantez içerisindeki ilk terim iki fazlı bölgeyi son terim ise kızgın bölgeyi gösterir. Evaporatör su devresi için;

$$Q_{wev} = \dot{m}_{wev} c_{p,w} (T_{evwi} - T_{evwo}) \quad (2.16)$$

Evaporasyon sıcaklığı düşük olduğu için ısı kayıpları ihmal ederek soğutkan tarafındaki ısı ile su tarafındaki ısı yüklerinin eşit olduğunu kabul edebiliriz .ve NTU metodunu kullanarak;

$$Q_{ev} = \dot{m}_{wev} c_{p_w} \varepsilon_{ev} (T_{evwi} - T_{ev}) \quad (2.17)$$

$$\varepsilon_{ev} = 1 - \exp\left(-\frac{(UA)_{ev}}{\dot{m}_{wev} c_{p_w}}\right) \quad (2.18)$$

2.1.2.4. Kompresör

Literatürde değişik tip kompresörler için değişik matematik modeller mevcuttur[35,47]. Kompresör modeli için pistonlu hermetik tip kompresör göz önüne alınmıştır. Şekil-2.9 'da böyle bir kompresörün şematik şekli görülmektedir. Buna göre matematik model aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Q_{hilo} = 0.03W_{cm} \quad (2.19)$$

$$Q_{can} = 0.9(1.0 - \eta_{motor}\eta_{mech})W_{cm} \quad (2.20)$$

$$\dot{m}_r(h_s - h_i) = Q_{hilo} + Q_{cool} - Q_{can} \quad (2.21)$$

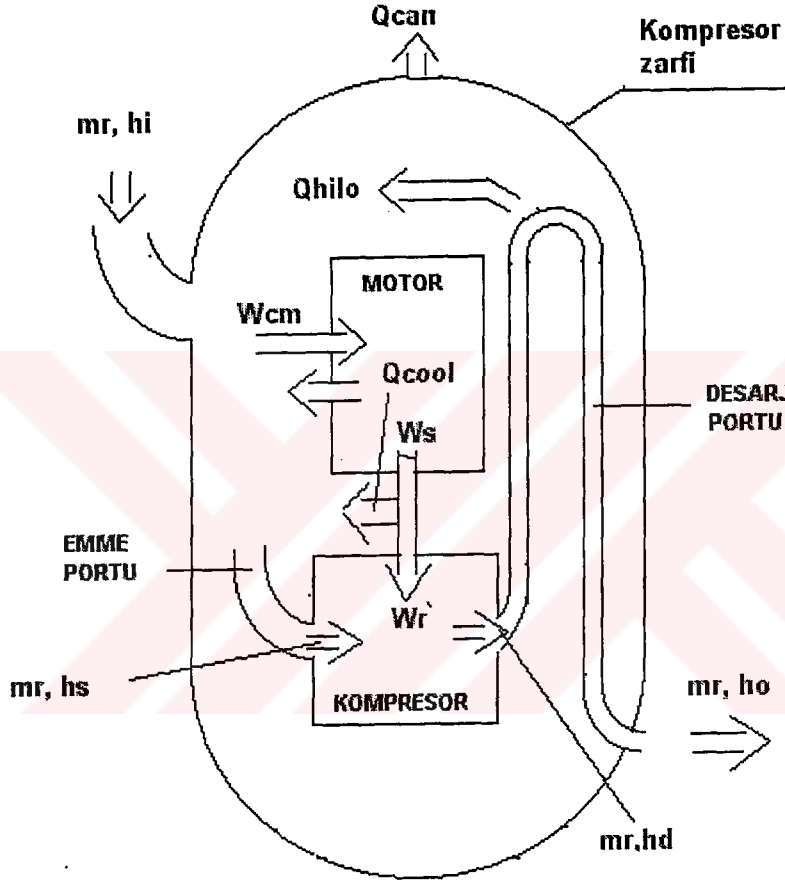
$$\dot{m}_r(h_d - h_s) = W_r \quad (2.22)$$

$$\dot{m}_r(h_o - h_d) = -Q_{hilo} \quad (2.23)$$

$$W_s = \frac{W_r}{\eta_{mech}} \quad (2.24)$$

$$W_{cm} = \frac{W_s}{\eta_{motor}} \quad (2.25)$$

Şekil-2.9' dan görüldüğü gibi Q_{can} kompresör zarfından atmosfere kaybedilen ısıyı, Q_{hilo} kompresör çıkış tarafındaki sıcak gazdan, giriş tarafındaki soğuk gaza aktarılan ısıyı ve Q_{cool} ise elektrik motorunu soğutmak için gerekli ısıyı göstermektedir.



Şekil- 2.9 Hermetik Tip Kompresörde Enerji Dağılımı

$$Q_{cool} = (1 - \eta_{mech} \eta_{motor}) W_{cm} \quad (2.26)$$

$$\dot{m}_r = \eta_v w V_s / v_s 2\pi \quad (2.27)$$

$$\eta_v = C_v \left[1 + r \left(1 - \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{1/n} \right) \right] \quad (2.28)$$

Burada C_v gaz kaçaqlarını, valflerdeki basınç kayıplarını ve diğer bütün kayıpları kapsayan bir katsayıdır. Bir kontrol eşitliği olarak emiş tarafındaki gazın entalpi değişiminin pozitif veya sıfır olması gerektiği göz önüne alınarak aşağıdaki ifade yazılabilir.

$$Q_{hilo} + Q_{cool} - Q_{can} \geq 0 \quad (2.29)$$

2.1.3 Soğutucu Akışkanların Termodinamik Özellikleri

Bölüm-2.1.2 'de verilen bağıntılarda soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri yer almaktadır. Bu nedenle soğutkanların termodinamik özelliklerini hesaplayan bir bilgisayar programına gereksinim vardır. Literatürde bu konuda bir çok çalışma mevcuttur[48,49,50,51,52,53,54,55,56,57]. Ancak bu çalışmalardan en kullanışlı olanı Downing[48] tarafından yapılan çalışmadır. Downing çalışmasında temel eşitlikleri verirken R-11,12,13,14,21,22,23,113,114,500,502 ve C-318 soğutkanlarına ilişkin sabitleri de vermiştir. Gatecliff[49] araştırmasında R-12 ve R-22 soğutkanlarının kızgın buhar bölgesindeki özelliklerini ifade eden eşitlikleri vermiş, ama bu eşitliklerin içerdiği sabitleri belirtmemiştir. Chan[50,51,52] çalışmasında denklemleri ve sabitleri vermekle kalmamış aynı zamanda basit bir bilgisayar programı için akış şeması vermiştir. Öte yandan son yıllarda çok popüler olan ve kullanımı gittikçe yaygınlaşan R-134a üzerine çalışmalar devam etmektedir[58,59,60,61]. Bu konuda en kapsamlı çalışma Wilson[58] tarafından yapılmıştır.

R-11,12,13,14,21,22,23,113,114,500,502,C318 soğutkanlarına ilişkin denklemler aşağıda verilmiştir. Bu eşitliklerde kullanılan sabitler, Downing[48] 'nin çalışmasından alınmıştır. Bu denklemler İngiliz birim sistemine göre düzenlenmiştir ve SI birim sistemine dönüştürmek için denklemlerdeki sabitlerin SI birim sistemindeki değerleri alınmalıdır. Fakat yukarıda belirtilen soğutkanlar için literatürde bu yönde bir çalışma mevcut değildir. Sadece Wilson[58] çalışmasında R-134a için bu sabitlerin hem İngiliz birim sisteminde hem de SI birim sistemindeki değerlerini vermiştir.

Sıvı yoğunluğu;

$$\rho_L = A_L + B_L \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{1/3} + C_L \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{2/3} + D_L \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{4/3} + E_L \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{1/2} + G_L \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^2 \quad (2.30)$$

Burada ;

$$\rho_L = [\text{Lbs/cuft}] ; T = [F + 459.67] ; T_c = [R]$$

Buhar doyma basıncı;

$$\log_{10} P = A + \frac{B}{T} + C \log_{10} T + DT + E \left(\frac{F-T}{T}\right) \log_{10} (F-T) \quad (2.31)$$

P=[psia]

(2.31) denklemini verilen bir T sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncını verir.

Hal denklemi;

$$P = \frac{RT}{v-b} + \sum_{i=2}^5 \frac{A_i + B_i T + C_i e^{-KT/T_c}}{(v-b)^i} + \frac{A_6 + B_6 T + C_6 e^{-KT/T_c}}{e^{\alpha v} (1 + C' e^{\alpha v})} \quad (2.32)$$

Burada;

$$P=[\text{psia}] ; v=[\text{Cuft/lb}] ; T=F+459.67$$

Buhar için sabit hacimde özgül ısı;

$$c_v = a + bT + cT^2 + dT^3 + \frac{f}{T^2} - \frac{JK^2 T e^{-KT/T_c}}{T_c^2} \left[\frac{C_2}{v-b} + \sum_{n=3}^5 \frac{C_n}{(n-1)(v-b)^{n-1}} + \frac{C_6}{\alpha e^{\alpha v}} - \frac{C_6 C' \ln 10}{\alpha} \log_{10} \left(1 + \frac{1}{C' e^{\alpha v}} \right) \right] \quad (2.33)$$

$$c_v=[\text{Btu/lb}] ; T=F+459.67 ; J=0.185053$$

Sabit basınçta özgül ısı aşağıdaki gibi hesaplanır[62].

$$c_p - c_v = T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v \quad (2.34)$$

Denklemdaki kısmi türevler hal denkleminde türetilerek elde edilir.

Buharlaşma gizli entalpisi;

$$h_{fg} = JT(v_g - v_f) \left[P \ln 10 \left(\frac{-B}{T^2} + \frac{C}{T \ln 10} + \right. \right. \\ \left. \left. D - E \left(\frac{\log_{10} e}{T} + \frac{F \log_{10}(F - T)}{T^2} \right) \right) \right] \quad (2.35)$$

Burada;

$h_{fg} = [\text{Btu/lb}]$

$J=0.185053$

$v_g = \text{Doymuş buharın 6zg6l hacmi} [\text{cuft/lb}]$

$v_f = \text{Doymuş sıvı 6zg6l hacmi} [\text{cuft/lb}]$

$P = \text{Buhar Basıncı} [\text{psia}]$

$T = [\text{R}]$

Buhar entalpisi;

$$h = aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - \frac{f}{T} + JPv + J \left[\sum_{i=2}^5 \left(\frac{A_i}{(i-1)(v-b)^{i-1}} \right) \right. \\ \left. + \frac{A_6}{\alpha} \left(\frac{1}{e^{\alpha v}} - C' [\ln 10] \log \left[1 + \frac{1}{C' e^{\alpha v}} \right] \right) \right] + J e^{-KT/T_c} \left(1 + \frac{KT}{T_c} \right) \quad (2.36) \\ \left[\sum_{i=2}^5 \left(\frac{C_i}{(i-1)(v-b)^{i-1}} \right) + \frac{C_6}{\alpha} \left(\frac{1}{e^{\alpha v}} - C' [\ln 10] \log \left[1 + \frac{1}{C' e^{\alpha v}} \right] \right) \right] + X$$

$$h = [\text{Btu/lb}]$$

$$T = [\text{R}]$$

$$v = [\text{cuft/lb}]$$

$$P = [\text{psia}]$$

$$X = h_{fg} (\text{referans sic.}) - h (\text{referans sic.})$$

Buhar entropisi;

$$\begin{aligned}
 s &= a(\ln 10) \log T + bT + \frac{cT^2}{2} + \frac{dT^3}{3} - \frac{f}{2T^2} + JR(\ln 10)(v - b) \\
 &- J \left[\sum_{i=2}^5 \left(\frac{B_i}{(i-1)(v-b)^{i-1}} \right) + \frac{B_6}{\alpha} \left(\frac{1}{e^{\alpha v}} - C' [\ln 10] \log \left[1 + \frac{1}{C' e^{\alpha v}} \right] \right) \right] \\
 &+ J e^{-KT/T_c} \left(1 + \frac{KT}{T_c} \right) \\
 &\left[\sum_{i=2}^5 \left(\frac{C_i}{(i-1)(v-b)^{i-1}} \right) + \frac{C_6}{\alpha} \left(\frac{1}{e^{\alpha v}} - C' [\ln 10] \log \left[1 + \frac{1}{C' e^{\alpha v}} \right] \right) \right] + Y
 \end{aligned} \tag{2.37}$$

$$Y = h_{fg} (\text{referans})/T(\text{ref.}) - s(\text{referans})$$

(2.30)' dan (2.37)' ye kadar olan denklemleri sembolik olarak yazarsak;

$$\rho_L = f(T)$$

$$P_{sat} = f(T)$$

$$P = f(T, v)$$

$$c_v = f(T, v)$$

$$h = f(P, T, v)$$

$$s = f(T, v)$$

olduğu görülür. Termodinamikte bir duruma ait en az iki özellik biliniyorsa diğer özellikleri hesaplamak mümkündür. Yukarıdaki eşitlikler yakından incelendiğinde P,v,T den en az ikisini bilmek gerektiği açıkça görülür. Örneğin her hangi bir noktada T ve v biliniyorsa ve bu noktadaki entalpi hesaplanmak isteniyorsa, hal denkleminde basınç bulunur ve entalpi denkleminde yerine konularak entalpi hesaplanır. Fakat basınç ve entalpinin bilindiği bir noktada entropiyi hesaplamak istiyorsak o zaman işimiz biraz zorlaşır. Bu durumda P ve H değerlerini hal denkleminde ve entalpi denkleminde yerine yazarsak;

$$\text{Hal denkleminde} \quad f_1(T, v) = 0$$

$$\text{Entalpi denkleminde} \quad f_2(T, v) = 0$$

şeklinde iki denklem elde ederiz. Bu iki denklem T ve v 'ye göre çözülüp daha sonra entropi hesaplanır.

Öte yandan hal denklemini matematikteki tabiriyle P 'ye göre açık (explicit) ve v ve T 'ye göre kapalı (implicit) bir denklemdir. Yani P ve T nin bilinmesi durumunda v 'yi direkt olarak elde edemeyiz. Belirtilen bu durumlara ait çözüm teknikleri Bölüm-2.1.4 'de verilmiştir.

2.1.4. Nümerik Çözüm Yöntemi

Şekil-2.7 'de verilen çevrimi göz önüne alırsak kısılma prosesi izentalpik olduğuna göre; $h_5 = h_6$ yazabiliriz. Buna göre 5 ve 6 noktalarında soğutkanın entalpisi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$h_5 = h_v [T_5, P_{sat}(T_5)] - h_{fg} [T_5, P_{sat}(T_5)] \quad (2.38)$$

$$h_6 = h_{6l} + x_6 h_{fg} [T_{ev}, P_{ev}] \quad (2.39)$$

burada;

$$h_{6l} = h_v [T_{ev}, P_{ev}] - h_{fg} [T_{ev}, P_{ev}] \quad (2.40)$$

Buna göre;

$$\begin{aligned} & h_v [T_5, P_{sat}(T_5)] - h_{fg} [T_5, P_{sat}(T_5)] - h_v [T_{ev}, P_{ev}] + h_{fg} [T_{ev}, P_{ev}] \\ & - x_6 h_{fg} [T_{ev}, P_{ev}] = 0 \end{aligned} \quad (2.41)$$

Burada T_5 ; (2.4) ve (2.6) denklemlerinden, x_6 ise (2.15) ve (2.16) denklemlerinden aşağıdaki gibi hesaplanır

$$T_5 = T_{cd} - \frac{m_{wcd} c_{p_w} \varepsilon_{cd}}{m_r c_{p_{rlcd}}} (T_2 - T_{cdwi}) + \frac{c_{p_{rvcd}}}{c_{p_{rlcd}}} (T_2 - T_{cd}) + \frac{h_{fg} [T_{cd}, P_{cd}]}{c_{p_{rlcd}}} \quad (2.42)$$

$$x_6 = 1 - \frac{m_{wev} c_{p_w} \varepsilon_{ev}}{m_r h_{fg} [T_{ev}, P_{ev}]} (T_{evwi} - T_{ev}) + \frac{c_{p_{rvev}}}{h_{fg} [T_{ev}, P_{ev}]} \Delta T_s \quad (2.43)$$

T_2 sıcaklığının hesabı kompresör modeli içerisinde hesaplanmaktadır. Hesap yöntemi, ilgili subruoutine tanıtılırken belirtilmiştir.

Çevrim için toplam enerji dengesini yazacak olursak;

$$W_r + Q_{ev} = Q_{cd}$$

Buradan;

$$\begin{aligned} & m_r [h_d (T_d, P_{cd}) - h_s (T_s, P_{ev})] - m_{wcd} c_{p_w} \varepsilon_{cd} (T_2 - T_{cdwi}) \\ & + m_{wev} c_{p_w} \varepsilon_{ev} (T_{evwi} - T_{ev}) = 0 \end{aligned} \quad (2.44)$$

elde edilir. Burada m_r (2.27) ve (2.28) eşitliklerinden elde edilir. (2.41) ve (2.44) denklemleri evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıklarına bağlı denklemlerdir. Bu nedenle (2.41) denklemi;

$$F_1(T_{cd}, T_{ev}) = 0$$

ve (2.44) denklemi

$$F_2(T_{cd}, T_{ev}) = 0$$

şeklinde sembolik olarak gösterilebilirler. Bu iki denklem T_{cd} ve T_{ev} 'e göre çözüldüğü zaman çevrimin analizi yapılabilir. (2.41) ve (2.44) denklemleri non-linear denklemlerdir. ve nümerik olarak çözülebilirler. Biz burada çözüm için Newton-Raphson iterasyon yöntemini[63] kullandık. Newton-Raphson yöntemi aşağıda verilmiştir.

Üç bilinmeyenli üç tane non-linear denklemi göz önüne alalım.

$$f_1(x_1, x_2, x_3) = 0 \quad (2.45)$$

$$f_2(x_1, x_2, x_3) = 0 \quad (2.46)$$

$$f_3(x_1, x_2, x_3) = 0 \quad (2.47)$$

Bu denklemlerdeki x_1, x_2, x_3 bilinmeyenlerini çözmek için Taylor serisine açılarak aşağıdaki lineer denklem takımı elde edilir.

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1} & \frac{\partial f_3}{\partial x_2} & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x_1 \\ \Delta x_2 \\ \Delta x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{bmatrix} \quad (2.48)$$

$$\begin{aligned}
x_{1s} &= x_{1i} - \Delta x_1 \\
x_{2s} &= x_{2i} - \Delta x_2 \\
x_{3s} &= x_{3i} - \Delta x_3
\end{aligned} \tag{2.49}$$

Buna göre iterasyon aşağıdaki adımlar uygulanarak yapılır.

- 1) Değişkenlere birer başlangıç değerleri atanır. Bunlar x_{1i}, x_{2i}, x_{3i} olsun.
- 2) Bu değerler kullanılarak f_1, f_2, f_3 değerleri hesaplanır.
- 3) Yine bu değerler kullanılarak kısmi türevler hesaplanır.
- 4) 2. ve 3. adımlardaki değerler (2.48) eşitliğinde yerine yazılarak $\Delta x_1, \Delta x_2, \Delta x_3$ hesaplanır.
- 5) (2.49) eşitliğinden değişkenlerin yeni değerleri hesaplanır.
- 6) Eğer Δx değerleri her bir değişken için kabul edilen tolerans değerlerinden küçükse iterasyona son verilir, değilse 5. adımda elde edilen değerlerle aynı işlemler tekrarlanır.

Bu teknik kullanılarak (2.41) ve (2.44) denklemlerinden T_{ev} ve T_{cd} sıcaklıkları çözülür. Daha sonra (2.31) denklemi kullanılarak P_{cd} ve P_{ev} hesaplanır. Bu değerler bilindiği zaman çevrimin bütün noktalarındaki termodinamik özellikleri hesaplamak mümkündür. Şekil-2.7 'de gösterilen noktalarda soğutkan özellikleri hesaplandıktan sonrada (2.4) eşitliğinden Q_{cd} , (2.15) eşitliğinden Q_{ev} ve (2.25) eşitliğinden W_{cm} ve sonrada COP hesaplanır. Kondenser ve evaporator çıkışında su sıcaklıkları ise;

$$T_{cdwo} = T_{cdwi} + \frac{Q_{wcd}}{m_{wcd} c_{pw}} \tag{2.50}$$

$$T_{evwo} = T_{evwi} - \frac{Q_{wev}}{m_{wev} c_{pw}} \tag{2.51}$$

şeklinde hesaplanır. COP 'nin hesabı değişik şekillerde yapılabilir. Örneğin sıcaklıklardan veya entalpilerden hesaplanabilir. Fakat bunlar yanıltıcıdır. Çünkü sistemin gerçek performansı sistemden alınan net ısı yükünün kompresörün ve pompaların tükettiği toplam elektrik gücüne oranlanarak hesaplanmalıdır. Yani;

$$COP = \frac{Q_{wcd}}{W_{cm} + \sum P_p} \quad (2.52)$$

Burada Q_{wcd} kondenserde suya aktarılan net ısıyı , W_{cm} kompresörün tükettiği net elektrik gücünü ve P_p ise kondenser, evaporatör ve jeotermal su devrelerinde ait pompaların toplam gücünü göstermektedir. Bu analiz için adımlar programın akış şemasında daha detaylı olarak verilmiştir.

Daha öncede belirtildiği üzere (2.32) eşitliği v 'ye göre kapalı denklemdir. Basınç (P) ve sıcaklık (T) 'nin bilinmesi durumunda özgül hacim (2.32) formülünden direk olarak hesaplanamaz. Bu nedenle v iteratif olarak hesaplanmalıdır. Bunun için en uygun yöntem Newton iterasyon yöntemidir[64]. Newton iterasyon yöntemi kısaca aşağıda anlatılmıştır.

$f(x^n) = 0$ şeklinde n. mertebeden bir polinomun köklerini (x_1, \dots, x_n) Newton yöntemi ile bulalım. Buna göre yöntemin akış şeması aşağıdaki gibi olacaktır[64]. İlk önce denklemin x_1 köküne yakın bir x_{1t} tahmini değer alınır. Fonksiyon ve türevinin bu noktadaki değeri $f(x_{1t})$ ve $f'(x_{1t})$ hesaplanır. Gerçek köke aşağıdaki formül kullanılarak yaklaşılır.

$$x_1 = x_{1t} - \frac{f(x_{1t})}{f'(x_{1t})} \quad (2.53)$$

2.1.5. Bilgisayar Programı

Bölüm-2.1.4 'de verilen matematik model aşırı soğutmalı bir çevrim için geçerlidir. Bizim deney sistemimizde aşırı soğutma yoktur. Bu durumda (2.42) denkleminde $T_5 = T_{cd}$ olacaktır. Program bu durum için dizayn edilmiştir.

Program Fortran' da yazılmıştır. Fortran 'da iki tür alt program sözkonusudur. Bunlar "Function" ve "Subroutine" olarak isimlendirilir. Eğer alt programda tek bir değişken hesaplanıyorsa yani çıktı eğer bir tane ise o zaman Function, birden fazla olması durumunda ise Subroutine seçeneği kullanılır. Bu program 7 subroutine ve 8 function 'dan oluşmaktadır.

Program üç değişik soğutkan için yazılmıştır. Bunlar R-22, R-500 ve R-502 'dir. Program çalıştırıldığı zaman ilgili soğutkan seçilmelidir.

Programın tanıtımına ilk önce ana programdan başlanmasında fayda vardır. Böylece programın icrasını anlamak kolaylaşacaktır. Programın listesi ekler kısmında verilmiştir. (Bkz.Ek A).

2.2. Deneysel Çalışma

2.2.1. Deney Sisteminin Çalışması

Deney seti 30-35 °C sıcaklıktaki jeotermal su kaynağından yararlanarak kendisine bağlantısı yapılmış kapalı devre ısıtma tesisatı suyunu, jeotermal su sıcaklığından daha yüksek sıcaklığa (45 °C) kadar ısıtan bir ısı pompası sistemidir. Sistem iki ana devreden oluşmaktadır. Bunlar gaz devresi ve su devreleridir. İşgören akışkan olarak R-22 'nin kullanıldığı gaz devresi mekanik buhar sıkıştırımlı çevrime göre çalışır. Gaz devresi kompresör, genişleme valfi, kondenser, evaporatör, gözetleme camı, selenoid valf alçak/yüksek basınç emniyet presostatlarından oluşmaktadır. Bu ekipmanların teknik özellikleri bölüm-2.2.2'de detaylı olarak verilmiştir.

Sistemde üç su devresi mevcuttur. Bunlar;

Kondenser su devresi

Evaporatör su devresi

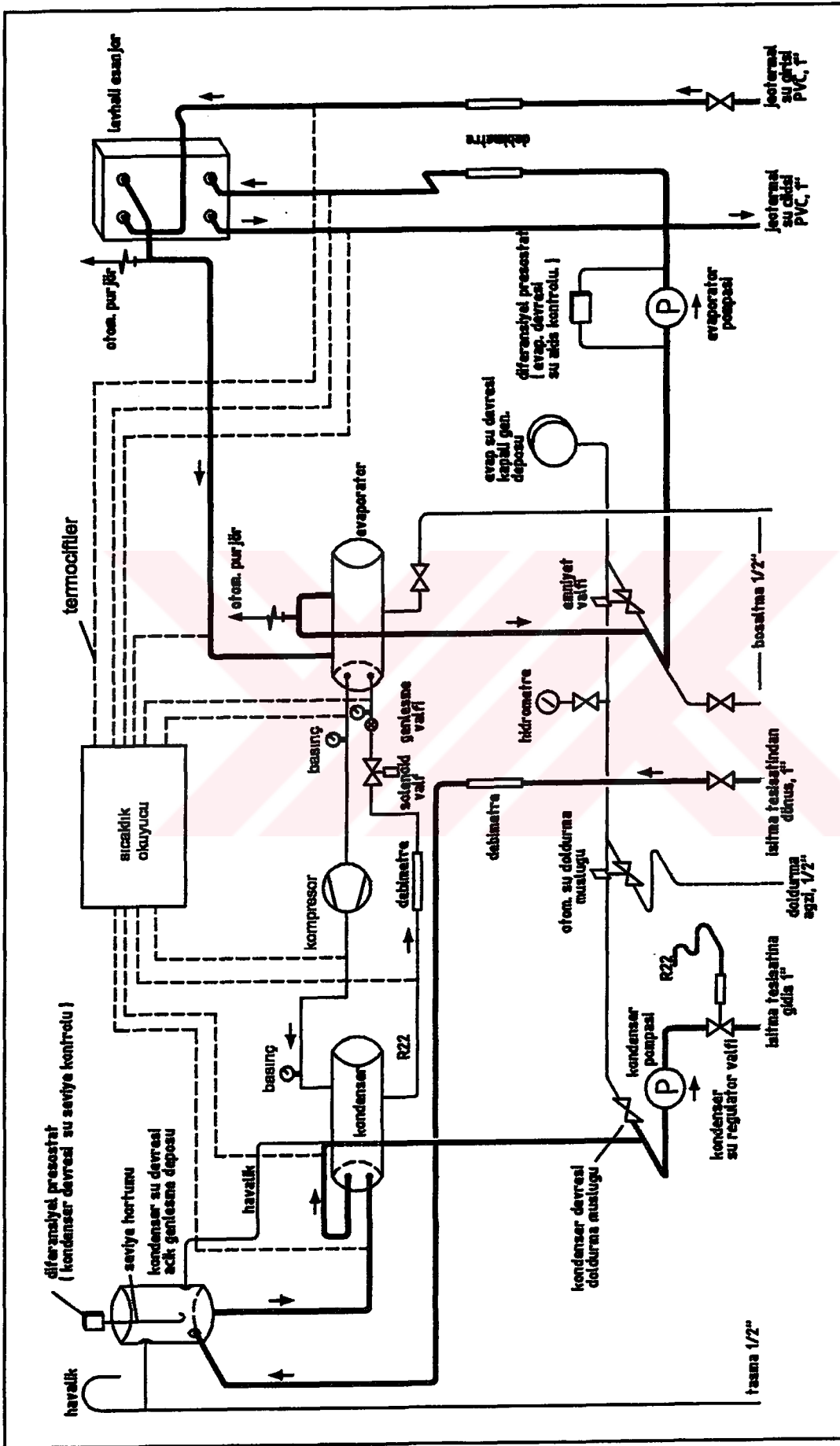
Jeotermal su devresi

Su devrelerine ait boru akış şeması şekil-2.11 'de verilmiştir. Bu devreler birbirinden izole edilmiştir. Her bir devrede su kapalı olarak sirküle edilir. Kondenser su devresi atmosfere açık bir genişleme deposu, sirkülasyon pompası, kondenser, kondenser su regülatörü, su seviye kontrolü için diferansiyel basınç presostatı, su akış hızı ölçmek için bir rotametre, su doldurma musluğu, genişleme deposu taşma borusundan oluşur. Kondenser su devresi ısıtma tesisatına kapalı devre olarak bağlanır. Kondenserde gaz tarafından ısıtılan su ısıtma devresine giderek ısınıp bırakıp geri döner. Isıtma tesisatındaki ekipmanların basınç altında kalmaması için bu devre atmosfere açık bir genişleme deposu ile teçhiz edilmiştir.

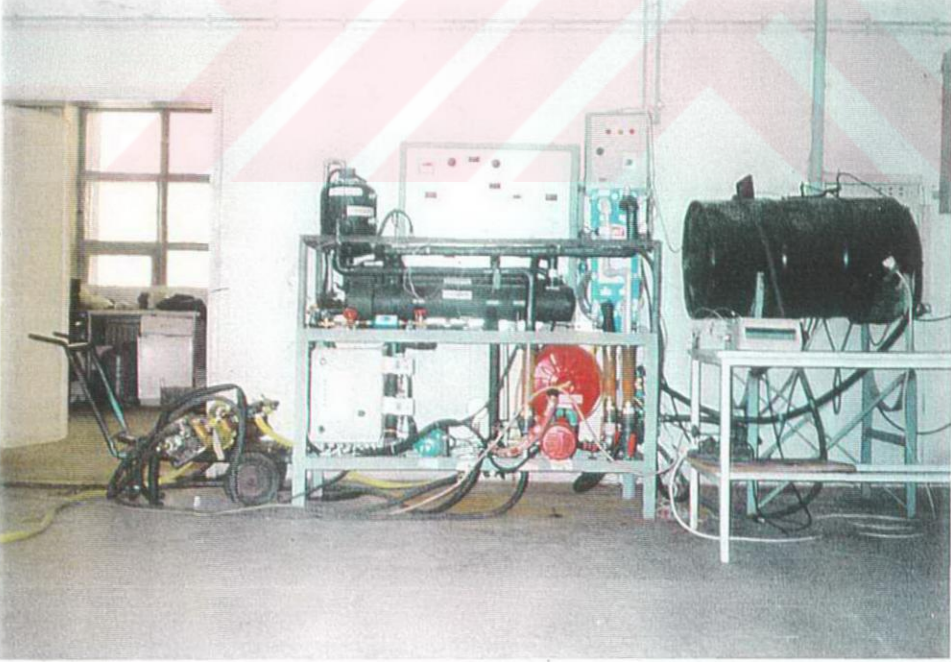
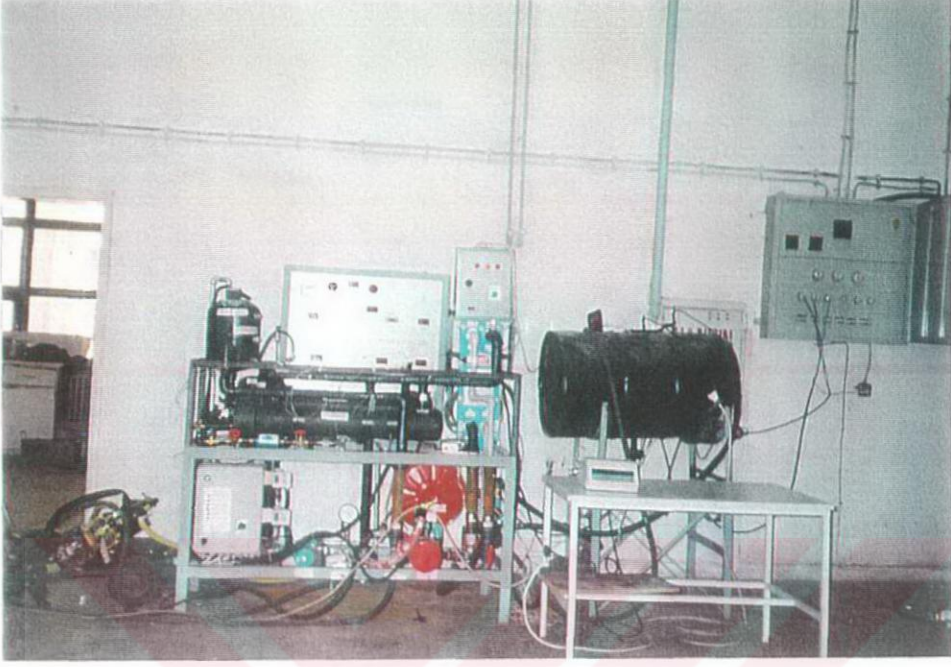
Evaporatör su devresi evaporatör, kapalı su genişleme deposu, sirkülasyon pompası, su akış kontrolü için diferansiyel basınç presostatı, su debisi için rotametre, emniyet valfi, devredeki su basıncını kontrol için bir hidrometre, otomatik su doldurma musluğu, donma emniyet termostatu, devrede sıkışan havayı deşarj etmek için iki adet otomatik hava alma ventili gibi ekipmanlardan oluşmaktadır.

Jeotermal su devresinde bir plakalı eşanjör, sirkülasyon pompası su akış hızı ölçmek için bir rotametre mevcuttur.

Jeotermal kaynak sıcaklığını laboratuvar şartlarında elde etmek için bir su tankı kullanılmıştır. Tank içerisine elektrikli ısıtıcılar yerleştirilerek tank sıcaklığı bir termostat ile kontrol altında tutulmuştur. Öte yandan ısıtma tesisatını temsilen bir zarf/boru tipi ısı eşanjörü kullanılmış ve kondenserde ısıtılan su bu eşanjörde şebeke suyu ile soğutulmuştur.



Şekil-2.11 Jeotermal Isı Pompası Döneney Düzeneyi Şeması



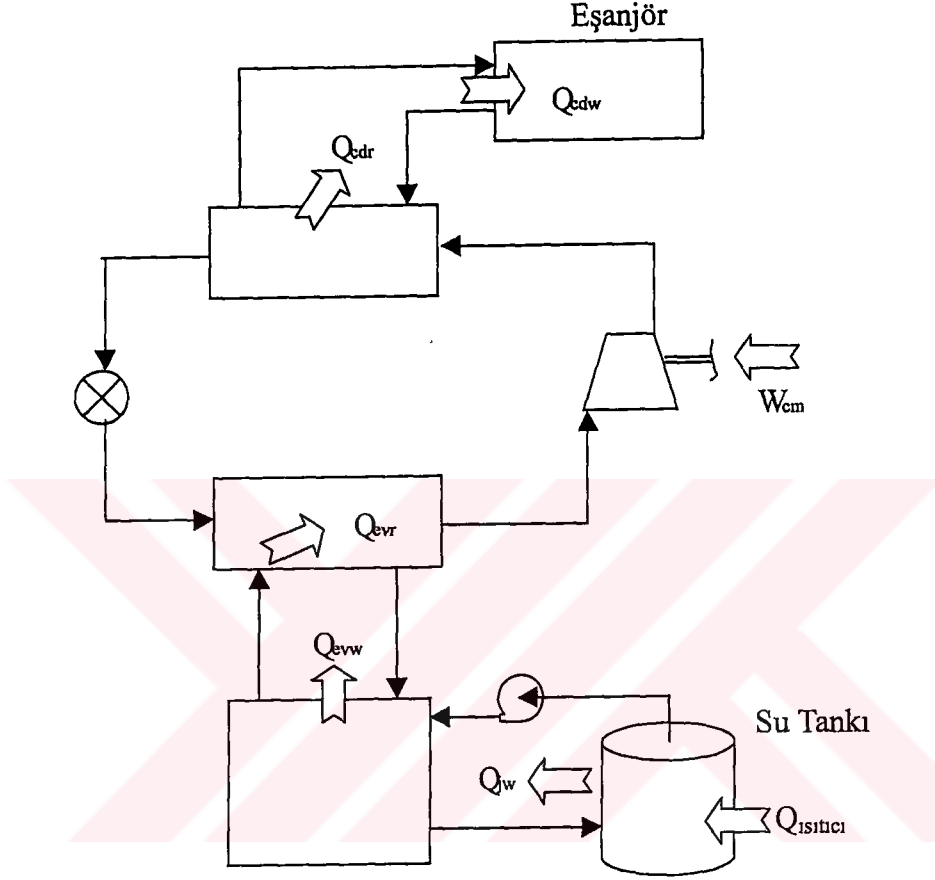
Şekil-2.12. Jeotermal Isı Pompası Deney Düzeneği

Jeotermal su devresindeki termostat istenen kaynak sıcaklığına (35 °C) set edildikten sonra termostat ısıtıcıları açar ve tank içerisindeki suyun ısınmasını sağlar. Sıcaklık set değerine ulaştığı zaman ısıtıcıları kapatır, set değerinin altına düştüğü zaman ısıtıcıları açar böylece tank sıcaklığını sabit tutar. Bu devreye ait sirkülasyon pompası çalıştığı zaman su, tank ile levhalı eşanjörün birinci devresi arasında kapalı olarak sirküle edilir. Böylece jeotermal su, plakalı eşanjörde, eşanjörün ikinci devresinde kapalı olarak sirküle edilen evaporatör su devresine ısı aktarır. Plaklı eşanjörü bir miktar soğumuş olarak terkederek jeotermal su tekrar su tankına döner. Evaporatör su devresinde su plakalı eşanjör ile evaporatör arasında kapalı devre olarak sirküle edilir. Kompresöre yol vermek üzere ana şalter açıldığı zaman bir zaman rölesi vasıtasıyla kompresörün çalışması kısa bir süre geciktirilerek ilk önce kondenser ve evaporatör su devrelerindeki pompalara yol verilir. Kompresör çalışmaya kadar bahsi geçen devrelerde su akışı olup olmadığı bu devrelerdeki diferansiyel basınç presostatları tarafından kontrol edilir. Eğer bu devrelerin birinde veya her ikisinde herhangi bir nedenle su akışı yoksa diferansiyel basınç presostatları arıza sinyali verecektir ve bu sinyal kompresörün çalışmasına mani olacak hem de pompaları durduracaktır. Eğer kondenser ve evaporatör devrelerinde herhangi bir nedenle su mevcut değilse veya bu devrelerin pompaları arıza yapmışsa su akışı olmayacaktır. Bu durumda evaporatör ve/veya kondenser susuz kalacaktır. Bu durum hem eşanjörler için ve hem de kompresör için sakıncalıdır. Eğer herhangi bir arıza sinyali yoksa zaman rölesi kısa bir gecikmeyle kompresöre yol verecektir. Bu gecikme süresi içerisinde su devrelerinde sıkışan hava otomatik hava alma ventilleriyle atılır. Aksi halde hava kabarcıkları eşanjörün ısı veriminin düşmesine neden olacaktır. Kompresör çalıştıktan sonra evaporatörde ıslak buhar fazındaki gaz evaporatör su devresinden ısı çekerek buharlaşırken suyu da soğutur. Evaporatör ile plakalı eşanjörün ikinci devresi arasında kapalı devre olarak sirküle edilen su, evaporatörü belli miktar soğumuş olarak terkederek plakalı eşanjöre gelir ve burada jeotermal sudan ısı alarak tekrar evaporatöre döner. Evaporatörde su devresinden aldığı ısı ile buharlaşan gaz kompresöre gider. Kompresör gazı sıkıştırarak basınç ve sıcaklığının yükselmesini sağlar. Kızgın buhar fazındaki gaz kondensere gelir ve kondenser su devresine ısı kaybederek yoğunlaşır ve kondenseri doymuş sıvı fazında terkeder. Sonra genişleme valfinden geçerek tekrar evaporatöre gelir. Bu arada kondenserde gaz devresinden aldığı ısı ile ısınan su ısıtma tesisatı yerini alan eşanjörde soğutulmuş olarak tekrar kondensere döner.

Şekil-2.13 ' de devreler arasındaki ısı aktarımı gösterilmiştir. Şekil-2.13 'de kondenser devresindeki eşanjör ısıtma tesisatını, jeotermal devredeki su tankı ise jeotermal kaynağı temsil etmektedir.

Sisteme su doldurma işlemi otomatik su doldurma musluğu ile yapılır. Otomatik su doldurma musluğu şehir şebeke suyuna bağlanır. Su önce evaporatör devresini doldurur. Evaporatör devresindeki hidrometrede basınç yükselmesi durduğu zaman evaporatör su devresi dolmuş demektir. Evaporatör devresindeki hava alma civatası hafif gevşetilerek içeride sıkışan hava boşaltılır. Daha sonra kondenser devresi doldurma musluğu açılarak kondenser devresinin dolması sağlanır. Bu devrenin dolması ise açık genleşme deposunun taşma borusundan suyun akması ile anlaşılır. Taşma görüldüğü zaman kondenser doldurma musluğu kapatılır. Böylece kondenser ve evaporatör devreleri birbirinden izole edilmiş olur. Kondenser devresi atmosfere açık olduğu için devrede sıkışan hava kondenser devresi sirkülasyon pompasının çalışmasıyla genleşme deposu vasıtasıyla atılır. Öte yandan atmosfere kapalı olan evaporatör devresinde herhangi bir nedenle su basıncı artarsa emniyet valfi açar ve basıncı düşürerek sistemin zarar görmesine mani olur.

Kondenser su devresinde bir kondenser su regülatör valfi bulunmaktadır. Bu regülatör kondenser gaz basıncına göre su debisini ayarlar ve bu yolla kondenzasyon basıncı sabit tutulur. Valf başlangıçta tamamen kapalıdır. Kondenzasyon basıncı ~16-17 bar değerine ulaştığında açmaya başlar. Bu zamana kadar kondenser devresinde su sirkülasyonu yoktur ve gaz devresindeki ısı ile kondenser içerisinde bulunan su ısıtılır. Kondenser içerisindeki su kütlesi kondenser su devresindeki toplam su kütlesine oranla daha küçük olduğu için, suyun sıcaklığı ve buna bağlı olarak kondenzasyon sıcaklık ve basıncı hızla çalışma değerlerine ulaşır. Böylece sistemin rejime girme süresi kısaltılmış olur. Kondenzasyon basıncı regülatörün set değeri olan ~16-17 Bar 'a ulaştığında regülatör yavaş yavaş açmaya başlar ve kondenser devresinde su akışı başlamış olur. Kondenser basıncı yaklaşık ~19.5-20 bar 'a ulaştığı zaman suyun ısıtma tesisatına gitmesine izin verilir. Böylece su kondenserde ısındığı miktarda ısıtma tesisatında soğur. Bu yolla kararlı rejime ulaşılmış olur. Isıtma tesisatındaki ısı ihtiyacı düştüğü zaman



Şekil-2.13 Deney Sisteminde Devreler Arası Enerji Değişimi

suyun ısıtma tesisatından dönüş sıcaklığı diğer bir ifade ile kondensere giriş sıcaklığı artacaktır. Bu durumda kondenser çıkış sıcaklığı ve dolayısı ile kondenzasyon basıncı artacaktır. Basınç artınca regülatör daha fazla açıp kondenserin daha fazla su ile beslenmesine izin verecek ve böylece basıncın yükselmesini önleyecektir. Eğer ısıtma tesisatındaki ısıl ihtiyaca bağlı olarak döbüş suyunun sıcaklığı düşerse kondenzasyon sıcaklığı ve basıncı düşme eğilimine girecektir. Bu durumda valf ters yönde fonksiyon gösterip, kondenser suyunu kısacak ve kondenzasyon sıcaklığı ve basıncının düşmesine izin vermeyecektir. Bu şekilde kondenzasyon basıncı ve sıcaklığı dolayısı ile kondenser su çıkış sıcaklığı sabit değerlerde tutulmakta ve tam bir kararlı rejim teessüs etmektedir.

Öte yandan kondenser devresi su sirkülasyon pompası herhangi bir nedenle devreye giremezse, örneğin pompada biriken tortu veya sıkışan hava nedeniyle bloke olabilir veya arıza yapmış olabilir, yükselen kondenzasyon basıncı ile orantılı olarak regülatörün açmasına rağmen su akışı olmadığı için kondenzasyon basıncı yükselmeye devam edecektir. Eğer basınç değeri emniyetli çalışma sınırlarını aşarsa kompresör zarar görecektir. Böyle bir durumda gaz devresinde bulunan yüksek basınç presostatı devreye girer ve kompresörü ve bütün sistemi durdurur.

Jeotermal su devresinde akış olmadığı zaman plakalı eşanjörde evaporatör kapalı su devresine ısı aktarımı gerçekleşmeyecektir. Bu durumda suyun evaporatör gaz devresine kaybettiği ısı karşılanmamış olacak ve devredeki suyun sıcaklığı sürekli olarak düşecektir. Bu şekilde suyun sıcaklığı donma sıcaklığının altına düşerse su donmaya başlar ve evaporatör devresini patlatır. Bu olayın meydana gelmesini önlemek için evaporatör su devresi bir donma emniyet termostadı ile teçhiz edilmiştir. Bu termostat evaporatör çıkışında su sıcaklığını ölçer ve yaklaşık ~ 3 °C 'nin altına düştüğü zaman kompresörü ve bütün sistemi durdurur. Böylece donma olayının önüne geçilmiş olur. Öte yandan Evaporasyon basıncı herhangi bir nedenle aşırı düşerse örneğin sistemin gazı kaçmış olabilir, bu durumda alçak basınç presostatı devreye girer ve kompresör ve sistemi durdurur.

Kompresör elektrik devresinde aşırı akım ve ısınmaya karşı bir termik röle bulunmaktadır. Eğer kompresör şebeke gücünün ani salınımları nedeniyle aşırı akıma maruz kalırsa veya kompresör aşırı ısınırsa termik atar ve kompresörü durdurur.

Görüldüğü üzere sistem her türlü arıza durumuna karşı teknik emniyet ve otomasyonla teçhiz edilmiştir. Sistem kendini bütün anormal çalışma rejimlerine karşı koruyabilir. Bu zaten sürekli kararlı rejim için gereklidir.

Sistemde bütün akış devreleri ısı kayıplarını azaltmak amacıyla izole edilmiştir.

2.2.2 Kullanılan Ekipmanların Özellikleri

2.2.2.1. Kompresör [*L'unit Hermetique*]

Kompresör hermetik tipte imal edilmiş olup R-22 gazı ile çalışmaktadır. Elektrik motoru ile pistonlar kapalı bir muhafaza (zarf) içindedir. Motor sargıları emiş tarafındaki R-22 gazı ile soğutulmaktadır. Motorun elektrik devresinde, aşırı akım nedeniyle sargıların yanmasını önlemek için bir dahili tip koruyucu bulunmaktadır. Ancak bu koruyucu, ani akım yükselmelerinde görev yapmayabilir, bu nedenle ilave bir termik röle kullanılmıştır. Adı geçen koruyucunun alarm çıkış sinyali bulunmadığı için, arıza durumunda arızanın yalnız ondan kaynaklandığı yalnızca elektrik kontrol devresinin kontrol kalemi ile izlenmesiyle anlaşılabilir. İmalatçı firmadan alınan kompresör özellikleri aşağıda verilmiştir.

Strok hacmi: 34.45 cm³

Ölü hacim: 1.14 cm³

Motor hızı: 2900 d/dak.

Mekanik & elektrik verim: 0.74

Volumetrik verim: 0.87

İzentropik verim: 0.806

Soğutma kapasitesi : ~6 KW (+10 °C evaporasyon/+45 °C kondenzasyon)

Mütekabil güç: ~1.8 KW

Akım: 3.6 Amper

2.2.2.2. Kondenser

Su soğutmalı ve zarf/boru tipinde imal edilmiştir. Bakır boru demetinin içinden soğutma suyu, dış kısımdan ise R22 gazı geçmektedir. Kondenserin ısı transfer boruları düz olarak döşenmiştir. Kondenserin iki ucunda ayna bulunmaktadır, suyun boru demetindeki akışı 4 geçişlidir. Kondenser içerisinde su akış yönlendirmesi perdeler ile sağlanmaktadır.

2.2.2.3 Evaporatör

Zarf/boru tipinde ve su soğutmalıdır. Bakır boru demetinin içinden R22 gazı, dış kısmından ise soğutulan su geçmektedir. Evaporatör ısı transfer boruları "U" formunda döşenmiştir. Evaporatörde tek ayna vardır ve alt kısmından R22 gazı giriş yapmaktadır ve üst kısımdan buhar olarak çıkmaktadır. Ayna kısmında giriş ve çıkış ceplerini oluşturan perdeler bulunmaktadır. Boru demetinin dış kısmından akan su, akış hızını yükseltmek için konulmuş olan saptırma perdeleri arasından dolaşmaktadır.

2.2.2.4. Sirkülasyon Pompaları [*Wilo, Top Rs 25/7*]

Kondenser ve evaporatör su devrelerinde iki adet ıslak rotorlu ve üç devirli sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Wilo marka olan bu pompalar sıcak su ortamında aşırı ısınma tehlikesi olmadan çok rahat çalışabilmekte, güç tüketimi az ve sessiz çalışmaktadır. Devir seçimi pompa üzerindeki motor buatında bulunan anahtar ile ve elle yapılmaktadır. Pompalar uzun süre çalışmadığı zaman, suyun içinde bulunan tortu vs etkisi ile kendi ortamında sıkışma yapabilir ve yolverildiğinde pompa dönmeyebilir. Bu durumda pompa gövdesinin arka kısmında bulunan kapak sökülür ve rotorun alın kısmındaki vida bir tornavida ile sağa – sola döndürülerek rotoru bloke eden tutukluk giderilir.

2.2.2.5. Kondenser Basınç Regülatörü [*Danfoss, Wvfx25*]

Kondenser su devresinde ısıtma tesisatına gidiş hattı üzerinde bulunan bu regülatör, kondenser tarafındaki R22 gazının basıncı ile mekanik olarak çalışır. Yoğuşma basıncı yükseldiğinde, regülatörün su geçiş ağzı açılmaya başlar, basınç düştüğünde ise regülatör, su geçişini kısma başlar ve gerektiğinde tamamen kapanır. Bu regülatörün kullanılması ile kondenser basıncının belli bir seviyenin altına düşmesi önlenir.

2.2.2.6. Otomatik Su Doldurma Musluğu/*Intermes, Alimat-AI*

Evaporatör devresinde bulunan bu cihaz ile, ihtiyaç duyulan su, şehir şebekesinden otomatik olarak alınır. Vana gövdesinde bulunan basınç ayarı ile evaporatör su devresinde su basıncı istenilen değere ayarlanır. Devrede suyun olmadığı durumlarda, bu vana otomatik olarak çalışır, ayarlanan basınç sağlanıncaya kadar şebekeden su almaya devam eder, istenen basınç değerine ulaşıncaya kadar tamamen kapanır. Vananın girişinde bir filtre ve bir çek valf mevcuttur.

2.2.2.7. Kondenser Devresi Su Seviye Kontrolü

Su soğutmalı kondenserde kullanılan 16 mm çapındaki bakır borular, 40~50 bar basınca kadar dayanıklıdır. Ancak bu boruların iç kısmında su bulunmadığı zaman kompresör çalışırsa, boruların yüzey sıcaklıkları kompresörün kızgın gaz sıcaklığına yaklaşmaktadır (~100 °C). Bu sıcaklıkta ise bakır boruların mukavemeti çok zayıflamakta ve sonuçta bakır boru dış basıncın altında ezilmekte ve iş göremez hale gelmektedir. Kompresörün çalışması sırasında suyun sirküle etmemesinin yani suyun durgun olmasının (kondenser regülatör valfinin açmadığı zaman) bir sakıncası yoktur, zira durgun su kaynama noktasına gelmeye fırsat bulamadan gaz basıncı hızlı bir şekilde artacak ve yüksek basınç prosestatı kompresörü durduracaktır.

Kondenserin su ile dolu olduğunu kontrol edebilmek için kondenser su devresine ait açık genleşme deposunun üzerine, bir adet "hava diferansiyel presostatı" konulmuştur. Bu presostatın iki tane ölçme ağzı vardır. Alçak basınç tarafını ölçen ağız atmosfere açık bırakılmıştır, yüksek basınç ağzı ise genleşme deposunun orta seviyesine bağlanmıştır. Deponun su seviyesi yükselince, presostata giden ince çaplı şeffaf hortumdaki hava sıkışmakta ve presostatın kontak hareketi ile basıncın dolayısı ile su dolgusunun varlığı anlaşılmaktadır.

2.2.2.8. Evaporatör Su Devresi Akış Kontrolü

Evaporatör su pompasının giriş ve çıkışından ince çaplı bakır borularla diferansiyel presostatın alçak ve yüksek basınç ağzlarına bağlantı yapılmıştır. Presostatın fark basınç hissetme sahası 0.5~0.7 bar arasındadır. Pompa çalışıyorsa pompanın giriş ve çıkışında su basıncı farklı olacaktır. Presostat bu basınç farkını hissedip arıza sinyali vermeyecektir. Aksi durumda arıza sinyali verip kompresörü durduracaktır.

2.2.2.9. R22 Alçak ve Yüksek Basınç Presostatları

Kompresörün emme ve deşarj basınçlarında anormal değişme olduğu zaman kompresörü durdururlar. Yüksek basınç presostatı 22 bar'a, alçak basınç presostatı ise donma tehlikesine karşı 3.5 bar'a ayarlanmıştır.

2.2.2.10. Plakalı Eşanjör

Jeotermal su korozif olduğu için ısı pompasının evaporatörüne direkt olarak bağlanmamalıdır. Çünkü evaporatördeki bakır boruları korozyona uğratar. Bu maksatla plakalı tip eşanjör kullanılarak sistem jeotermal sudan izole edilmiştir. Plakalı tip eşanjörün kullanılmasının nedenleri aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Jeotermal suyun kimyasal kompozisyonu genellikle hem korozif hem de kirleticidir. Dolayısıyla eşanjör kolayca temizlenebilir bir konstrüksiyona sahip olmalıdır. Bu bakımdan plakalı tip eşanjörler kolayca temizlenebilir oldukları için jeotermal uygulamalarda çok tercih edilmektedirler[4]. Deney setinde kullandığımız plakalı eşanjörün kullanma talimatında iki türlü temizleme yöntemi önerilmektedir. Bunlardan ilki mekanik olarak elle temizlemedir. Plakalar kolayca sökülüp, her plaka yüzeyi mekanik olarak temizlenip tekrar monte edilir. Plakalar arası bağlantılar contalı olduğu için sızdırmazlık problemi yoktur. İkincisi yol ise; eşanjörü hiç sökmeden içerisinde temizleyici sıvı sirküle ettirilerek yapılan temizlemedir. Burada kullanılan temizleyici sıvı plaka yüzeylerine ve sızdırmazlık

contalarına zarar vermemelidir. Bunun için kullanım el kitapçığında bazı özel temizleyici sıvılar önerilmektedir.

- Plakalar yeterince ince olduğu için pahalı bir malzemeden imal edilmek zorunluluğu olduğu zaman malzeme kazanımından ötürü maliyet diğer tip eşanjörlere göre daha düşük olur[4].
- Bu tip eşanjörlerde, ısıtılacak olan soğuk akışkanın eşanjörden çıkış sıcaklığı ile, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı arasındaki fark (yaklaşım sıcaklık farkı-approach temperature difference), boru/zarf tipi eşanjörlerdekine göre kıyasla oldukça düşüktür[4]. Bu durum özellikle düşük sıcaklıktaki jeotermal kaynaklarda çok önemlidir.
- Basınç kayıpları nispeten düşüktür.

Plakalı eşanjör Titanium alaşımından yapılmıştır. Malzeme seçimi konusu bölüm-2.2.4 'de geniş olarak incelenmiştir.

2.2.2.11. Su Filtresi

Jeotermal su içerisindeki katı partiküllerin plakalı eşanjöre gitmesi engellenmektedir. Aksi halde eşanjör tıkanabilir. Bu maksatla jeotermal kaynak ile pompa arasına bir adet pislik tutucu su filtresi konulmuştur.

2.2.3. Deneysel Ölçümler ve Ölçüm Ekipmanları

Deneysel ölçümler ısı pompasının performansını belirlemek amacıyla yapılmıştır. Bu nedenle deneyler sırasında ölçülen parametreler aşağıda verilmiştir.

2.2.3.1. Gaz Devresi

- Kondenser giriş ve çıkış gaz sıcaklıkları (T_{cdri} , T_{cdro})
- Kondenser giriş gaz basıncı (P_{cd})
- Evaporatör giriş ve çıkış gaz sıcaklıkları(T_{evri} , T_{evro})

- Evaporatör giriş ve çıkış gaz basınçları (P_{ev} , P_{suc})
- Soğutkan debisi (m_r , sıvı fazda)

2.2.3.2. Su Devreleri

- Kondenser giriş/çıkış su sıcaklıkları (T_{cdwi} , T_{cdwo})
- Evaporatör giriş/çıkış su sıcaklıkları (T_{evwi} , T_{evwo})
- Jeotermal suyun plakalı eşanjöre giriş/çıkış sıcaklıkları (T_{jwi} , T_{jwo})
- Evaporatör devresi su debisi (m_{wev})
- Kondenser devresi su debisi (m_{wcd})
- Jeotermal su debisi (m_{wj})

2.2.3.3. Elektrik Devreler

- Kompresörün şebekeden çektiği akım ve voltaj değerleri (I_{cm} , V_{3f})
- Pompaların şebekeden çektiği akım ve voltaj değerleri ($\sum I_p$, V_{2f})

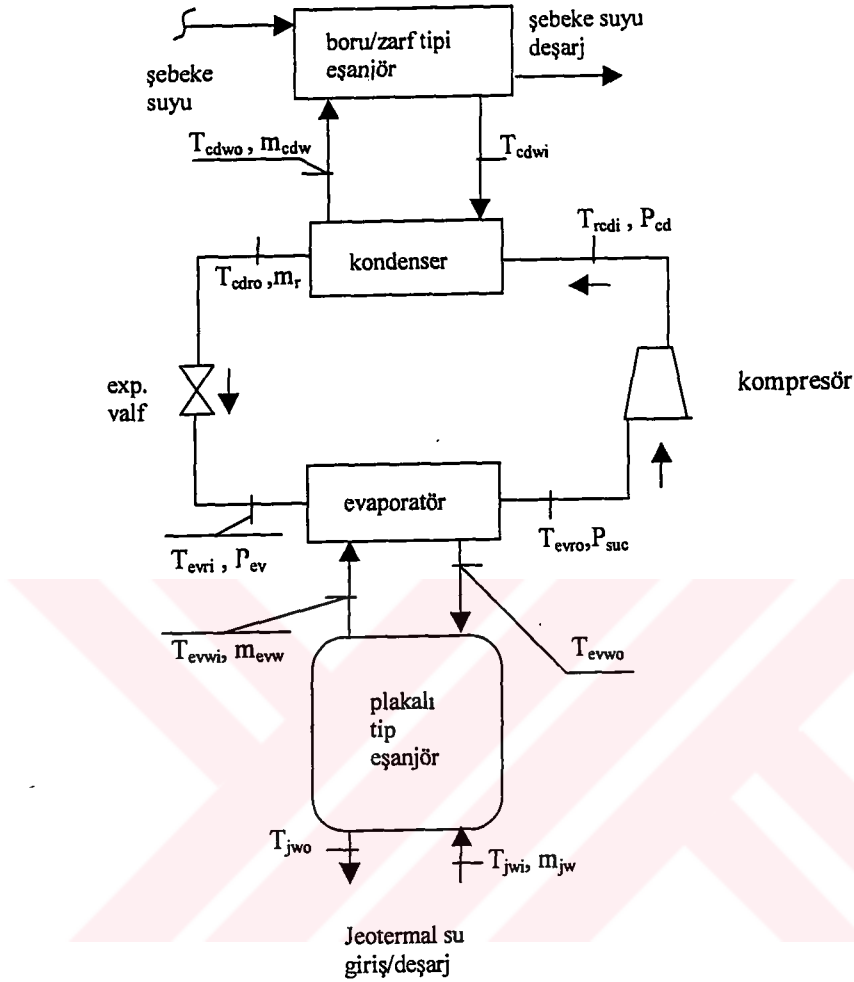
Ölçüm noktaları şekil-2.14 'de şematik olarak gösterilmiştir. Gaz devresinde evaporatör çıkışı ile kompresör girişi arası mesafe ve aynı şekilde kompresör çıkışı ile kondenser girişi arasındaki mesafe çok kısa olduğu için bu bölgelerdeki basınç ve sıcaklık kayıpları ihmal edilmiştir. Bu nedenle kompresör giriş ve çıkışındaki basınç ve sıcaklıklar sırasıyla evaporatör çıkış ve kondenser giriş noktalarındaki gaz sıcaklık ve basınç değerlerine eşit kabul edilmiş ve kompresör giriş ve çıkışında ayrıca basınç ve sıcaklık ölçümleri yapılmamıştır. Evaporatörde gaz giriş ve çıkış basınçları ölçülerek evaporatör gaz devresindeki basınç kayıpları belirlenmiştir. Evaporatör basınç kaybı yaklaşık 1 bar olarak ölçülmüştür. Evaporatörde gaz bakır boruların içinden geçerken kondenserde boruların dışından geçer. Bu yüzden kondenserdeki basınç kayıpları evaporatördeki göre çok küçük olacaktır. Çünkü kondenser zarf çapı bakır boruların çapına oranla yeterince büyüktür. Bu yüzden kondenserdeki basınç kayıpları ihmal edilerek kondenser çıkışında ayrıca gaz basıncı ölçülmemiştir.

Yapılan deneylerle sistem performansının jeotermal su debisiyle nasıl değiştiği incelenmiştir. Jeotermal su debisi 700 – 1200 lt/h aralığında 100 'er birim aralıklarla değiştirilerek performans katsayısının (COP) değişimi gözlenmiştir. Ayrıca her bir deneyde sistem performansının zamanla değişimi de incelenmiştir. Bu maksatla her bir deney için sistem istenilen çalışma rejimine ulaştıktan sonra, bir saat süreyle beklenerek bu rejimde kararlı halde olduğu tespit edildikten sonra yine bir saat süreyle 10 'ar dakika aralıklarla ölçümler alınmıştır. Bu ölçümlerle sistemin kararlılığını incelemek hedeflenmiştir. Her bir deney arasında sistemdeki bütün sıcaklıklar oda sıcaklığına gelinceye kadar beklenmiştir. Dolayısıyla her deneyin başlangıç durumu aynı kılınmıştır.

Sıcaklık lmleri için termoçift'ler kullanılmıştır. Bütün termoiftler 12 kanallı bir sıcaklık okuyucuya bağlanarak sıcaklık değerleri okunmuştur(Şekil-2.15). Sıcaklıkların ölçüldüğü noktada akış kanalına ince bir bakır tp monte edilmiş ve termoiftler bu bakır tüplere daldırılmıştır. Isıl kararsızlıkları gidermek için tp içerisine bir miktar ısı iletkenliği yüksek yağ konmuştur. Böylece boru içersindeki akışkan sıcaklığı en az hata ile llmştir. Bakır tüpler borulara bağlanmadan önce ilerine yağ ve termoiftler yerleştirilmiş halde kalibre edilmiştir. Kalibrasyon işlemi sabit sıcaklık banyosunda yapılmıştır. Sıcaklık okuyucu, bağlantı kanallarını hızlı bir Şekilde tarayarak hafızaya kaydetmektedir. Böylece bütün ölçüm noktalarındaki sıcaklıkların aynı anda okunduğunu kabul edebiliriz.

Basınç lmleri ise digital basınç transmitterleri ile yapılmıştır. Kullanılan bu transmitterler basınç değerini virgülden sonra bir digit hassasiyetle okuyabilmektedir. Transmitterler 4~20 mA aralığında bir çıktıya sahiptir. Bu sinyal değeri transmitterin orijinal ekranında sıcaklığa dönüştürülerek görüntülenir.

Su debilerini ölçmek için Şeffaf plastik tüplü rotametreler kullanılmıştır. Rotametreler 200-2000 lt/h debi aralığına sahiptir.

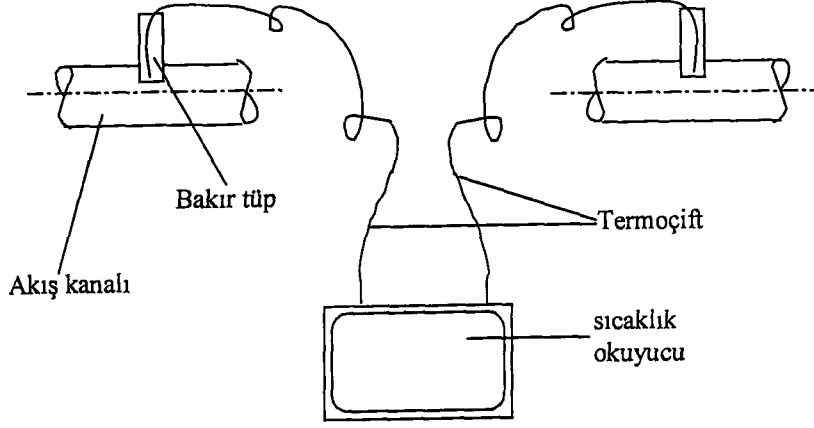


Şekil-2.14 Sistem Üzerinde Ölçüm Noktaları

Soğutucu akışkan debisi, kondenser çıkışına yerleştirilen yüksek basınca dayanıklı çelik metal gövdeli manyetik bir debi ölçer ile akışkan sıvı fazda iken ölçülmüştür. Debimetrenin ölçüm aralığı 100-450 lt/h-su 'dur. Bu skala 20 °C su için geçerlidir. Kullanma talimatında üretici firma tarafından önerilen düzeltme katsayıları kullanılarak, ölçülen debi değerleri R-22 için kalibre edilmiştir.

Kompresörün çektiği akım pano üzerine yerleştirilmiş olan sabit bir ampermetre ile ölçülürken diğer elektriksel büyüklükler için avometre kullanılmıştır.

Deneysel ölçümler ekler kısmında verilmiştir (Bkz. Ek B).



Şekil-2.15 Sıcaklık Ölçme Bağlantıları

2.2.4. Malzeme seçimi

Jeotermal uygulamalarda malzeme seçimi oldukça önemlidir. Çünkü jeotermal su genellikle korozif ve kirlenici bir özelliğe sahiptir. Bu nedenle malzeme seçimi konusunu korozyon ve kirlenme (scale-forming) açısından değerlendireceğiz.

2.2.4.1. Korozif Bileşenler

Jeotermal korozyon akışkan ile malzemenin karmaşık bir etkileşimidir. Bu etkileşimde akışkanın kimyasal yapısı, sıcaklığı, hızı ve basıncı etkindir. Jeotermal suların içerdiği, metalik malzemeler üzerinde önemli derecede korozif etkisi olan kimyasal bileşenleri aşağıdaki gibi sıralayabiliriz[4,65]:

- Oksijen
- Hidrojen iyonu (pH)
- Klorid iyonu
- Hidrojen sülfid
- Karbondioksit

- Amonyak
- Sülfat iyonu

Bu bileşenlerin korozyon etkisi aşağıdaki faktörlerle daha da karmaşık bir hale gelir. Bu faktörler:

- Değişik malzemeler aynı su bileşenine değişik şekilde tepki verir.
- İki yada daha fazla kimyasal bileşenin etkileşimi her birinin ayrı ayrı verdiklerinden daha farklı bir netice verebilir.
- Bileşenin önemi yaptığı etkiye bağlıdır.

Yukarıdaki bileşenlerin malzeme üzerindeki etkileri aşağıda tek tek verilmiştir[65].

Oksijen : Jeotermal sularda çözünmemiş oksijen çok ciddi bir kirliliktir. Oksijen kontaminasyonu jeotermal suyun havalandırılması sonucu oluşur. Suyun çıkarılması esnasında hava suya karışır ve aslında bunun önüne geçmek pek olası değildir. Düşük sıcaklıktaki jeotermal sularda (48-100 °C) oksijen, hidrojen sülfid ile dengeleneceğinden dolayı çözünmemiş oksijen problemi pek olmaz[4]. Jeotermal suyun havalandırılması (oksijen kontaminasyonu) karbonlu çeliklerde üniform korozyonun artmasına neden olmaktadır. Bu etkinin diğer metaller için hangi seviyede olduğu pek bilinmemektedir. Oksijen kirlenmesi ile oluşan oksijen toplanma hücreleri (oklüzyon) lokal korozyona neden olduğu gibi, belli sıcaklıklarda klorid iyonuna bağlı olarak, oklüzyon oluşmadan, paslanmaz çeliklerde çukurcuk korozyonuna (pitting) neden olur. 100 ppb 'de daha az miktardaki çözünmemiş oksijen östenitik paslanmaz çeliklerde gerilim korozyon kırılmasına (stress corrosion cracking) neden olur. Öte yandan özellikle alüminyum alaşımları pasivasyon filmini koruyabilmeleri için bir miktar çözünmemiş oksijene ihtiyaç duyarlar. Bu tip alaşımlar oksijensiz jeotermal buharda kolayca korozyona uğrayabilirler.

Hidrojen İyonu (pH): Oksijensiz jeotermal ortamların çoğunda karbon ve düşük alaşımlı çeliklerin korozyonu çoğunlukla hidrojen iyonlarındaki azalma ile kontrol edilir. Bu çeliklerin korozyon hızı pH 'ın artmasıyla düşer. pH 'ın düşmesi korozyon direnci yüksek bazı alaşımları da etkiler. Çünkü pasifleşme pH 'a bağlıdır ve pasivizitenin kaybı

çukurcuk korozyonu[66] (pitting corossion), çatlak korozyonu[66] (crevice corossion) ve gerilimli korozyon kırılması[66] (stress crossion cracking) na neden olmaktadır.

Klorid İyonu : Üniform korozyon hızı klorid iyonu konsantrasyonunun karekökü ile orantılıdır.

$$\text{mm/yıl} = K (\text{klorid iyonu})^{1/2}$$

Bu ilişki solüsyonun nötr, havasız, ortam sıcaklığında ve klorid iyonu konsantrasyonunun 18000 ppm 'den az olduğu durumlarda geçerlidir. Ancak bu ilişkinin yüksek sıcaklıklardaki geçerliliği gösterilmemiştir. Karbon ve düşük alaşımlı çelikler için jeotermal su simulasyonu ile yapılan testlerde klorid konsantrasyonu ile korozyon hızı doğru orantılı olarak arttığı gözlenmiştir[65]. Klorid konsantrasyonunun diğer bir önemli etkisi pasifleşmeyi kırmasıdır. Oksijenin mevcudiyeti durumunda seyreltilmiş klorid çözeltilerinde bile çukurcuk korozyonu , çatlak korozyonu ve gerilim korozyon kırılması meydana gelir. Östenitik paslanmaz çeliklerde gerilim korozyon kırılması (SCC) başlangıcı için klorid eşiği 5 ppm civarındadır.

Hidrojen Sülfid: Bu bileşenin en önemli etkisi nikel bakırı (cupronickel) yada nikel içeren bakır alaşımları gibi bakır ve nikel alaşımları üzerinde görülmektedir. Bu alaşımlar deniz suyunda iyi bir performans göstermelerine karşın hidrojen sülfid içeren jeotermal sularda kullanılmazlar. Yüksek dayanımlı çelikler sülfid gerilim kırılması (SSC) na maruz kalabilmektedirler. Havalandırılmış jeotermal proseslerde hidrojen sülfidin oksidasyonu asidik etkiyi arttıracığı için korozyonu artırır.

Karbon Dioksit Bileşenleri: Çözünmemiş karbon dioksit bir çok jeotermalde doğal olarak bulunur ve düşük alaşımlı ve karbon çelikleri üzerinde önemli bir korosif etkiye sahiptir. Jeotermal suların pH değerini kontrol etmede CO₂ en önemli bileşendir. Çözünmemiş CO₂ pH'ı düşürerek, hidrojen iyonu difüzyonunu arttırarak korozyon hızını artırır.

Amonyak: Amonyanın bakır alaşımları üzerindeki korozif etkisi bilinmektedir. Ayrıca amonyanın karbon çelikleri üzerinde korozyonu artırıcı etkisi olduğuna dair bazı bulgular mevcuttur.

Sülfat İyonu: Sülfat iyonunun jeotermal sulardaki rolü çok küçüktür.

2.2.4.2. Kirlenme (scaling)

Kirlenme (scaling) akışkan içerisindeki katı depositlerin yüzeyde birikerek malzemenin performansını etkilemesidir. Bileşenlerin ekipman yüzeyinde çökmesi veya asılı kalan partiküller korozyon ve erozyonu hızlandırabilir. Burada kısaca silika, kalsiyum karbonat ve kalsiyum sülfatın kirlenme (scale) etkisinden kısaca söz edeceğiz.

Silica (SiO₂): Silica korozif bileşen değil ancak yüksek sıcaklıktaki sularda önemli bir kirlilik sorununa neden olur. pH 8' den küçük olduğu zaman silikanın çözünürlüğü pH 'a değil sıcaklığa bağlıdır. Silika monomer (tekiz, tek moleküllü) halde bulunur. Doyma sıcaklığının altına soğutulduğu zaman silika çökerir.

Kalsiyum Karbonat: Yüksek sıcaklıktaki jeotermal suların çoğu kalsiyum karbonata doyma noktasındadır. Kalsiyum karbonatın çözünürlüğü sıcaklığın artmasıyla azalır. Çözünürlük pH 'a bağlıdır ve bu yüzden CO₂ 'nin kısmi basıncına duyarlıdır. CO₂ 'nin kısmi basıncı korunduğu (değişmediği) sürece jeotermal suyun soğutulması kalsiyum karbonat kirlenmesine neden olmayacaktır. Her hangi bir noktada çözünmemiş CO₂ kaybı ciddi kalsiyum karbonat kirlenmesine neden olacaktır.

Kalsiyum Sülfat: Saf sudaki çözünürlüğü 30 °C 'de 2090 ppm ve 100 °C 1620 ppm 'dir. Bu yüzden eğer kalsiyum ve sülfat iyonları yeterince yüksek ise jeotermal suyun soğutulması kirlenmeye neden olabilir. Kalsiyum sülfatın çözünürlüğü jeotermal suyun pH aralığına karşı duyarlı değildir.

Bu çalışmada kullanmayı planladığımız Pasinler kuyusuna ait analiz sonuçları aşağıda verilmiştir[67].

Sıcaklık (°C)	41
pH	6.4
İletkenlik(mho)	4000
Magnezyum(mg/l)	72.2
Demir(mg/l)	2.8
Amonyum(mg/l)	0.15
Kalsiyum(mg/l)	176.5
Klorür(mg/l)	1051.3
Sülfat(mg/l)	9.6
Bikarbonat(mg/l)	1830.61
CO ₂ (mg/l)	651.5
Sülfür	0.087

2.2.4.3. Titanyum ve Titanyum Alaşımları

Yukarıda anlatılan kimyasal bileşenlerin belli başlı malzemeleri nasıl etkilediği, bu konuyla ilgili testlerin nasıl yapılacağı ve yorumları Ellis[65] tarafından geniş olarak incelenmiştir. Ellis jeotermal uygulamalar için malzeme seçimini bütün boyutları ile incelediği çalışmasında birçok metal ve metal olmayan malzemenin jeotermal sular için korozif direncini ortaya koymuştur. Biz burada sadece titanyum ve alaşımlarına ilişkin incelemelerini aktaracağız.

Titanyum ve titanyum alaşımları jeotermal uygulamalar için test edildiğinde aşırı birkaç ortam hariç çoğunlukla oldukça iyi sonuçlar vermiştir[65].

Titanyum ve titanyum alaşımları üniform korozyon hızı, jeotermal sularla yapılan testlerde 0.3 mm/yıl değerinin altında bulunmuştur. Bu malzemelerin havalandırılmış jeotermal sulardaki üniform korozyon hızı gayet iyi bir netice ile 0.5 mm/yıl olarak bulunmuştur. Sıcaklık ve klorid konsantrasyonunun artışı bu malzemelerin üniform

korozyon hızını artırmamıştır. Diğer taraftan titanyumun kavitasyona karşı direnci de oldukça yüksektir[65].

Klorid konsantrasyonunun %10 'un altında olduğu ortamlarda önemli bir lokal (çukurcuk ve çatlak) korozyon görülmemiştir. Bu malzemelerin lokalize korozyonunda etkin faktörler sıcaklık, pH ve klorid konsantrasyonudur. Klorid konsantrasyonu bakımından nötr solüsyonlar için tavan sıcaklık 65 °C dir. Bu değer altındaki bütün sıcaklık seviyelerinde (nötr durum için) herhangi bir lokal atak görülmemiştir. Klorid konsantrasyonu 10000 ppm 'in altında olduğu zaman bu direnç sınırı 260 °C 'ye ulaşmaktadır. Jeotermal sular için normal olan pH aralığında pH 'ın düşmesi kullanılabilir tavan sıcaklığını düşürmüştür. Diğer yandan ticari olarak kullanılan saf titanyuma göre bazı titanyum alaşımları lokal (çukurcuk ve çatlak) korozyona karşı daha dirençlidirler. Ti-0.2Pd en dirençli olanıdır. Ama saf titanyuma oranla %70 daha pahalıdır. TiCode-12 ise yaklaşık olarak aynı dirence sahip olmakla birlikte maliyeti sadece %20 fazladır. Bu iki alaşım ise 260 °C tavan sıcaklığı için kullanışlıdır. Ti-1.5Ni , Ti-1.7W ve Ti-10V alaşımları ise Salton deniz suyu ile güzel sonuçlar vermiştir[65].

Titanyum alaşımları çevre sıcaklığında %3 sodyum klorid solüsyonlarında gerilim çatlak korozyona (stress corrosion cracking –SCC) karşı pek duyarlı değildir. Denemeler göstermiştir ki; bazı titanyum alaşımlarının SCC direnci koruyucu oksit tabakanın integrasyonuna bağlıdır. Dolayısı ile fabrikasyon esnasında bir ön çatlak oluşmamışsa, bu alaşımlar için SCC önemli bir sorun teşkil etmez. Sadece klorid ve bromid iyonları SCC açısından etkilidir. Florid, hidroksid, sülfid, sülfat, nitrat' ın herhangi bir etkisi yoktur. Diğer alkalilerin ise çok az etkisi söz konusudur[65].

Bu konuda ASHRAE standartlarında çok yararlı bilgiler bulmak mümkündür. ASHRAE tarafından ısı eşanjörleri için hazırlanmış bilgilerde karbon çeliği ve östenitik çelikler için bir çok tahdit konulmuşken, titanyum ve alaşımları için çoğu durumlarda özellikle düşük sıcaklıktaki kaynaklarda herhangi bir teste gerek duyulmaksızın rahatlıkla kullanılabilceği belirtilmiştir[4].

Gerek Ellis ve gerekse ASHRAE tarafından ortaya konan bilgiler ışığında titanyum plakalı eşanjör seçiminizin isabetli olduğu görülmektedir. Kirlenme durumu için bölüm-2.2.4.2 'de önerilen yöntemler uygulanabilir.

2.2.5. Deney Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak, gaz devresinde ölçümlerin yapıldığı noktalarda gazın bazı termodinamik özelliklerinin hesaplanması gereklidir. Bu maksatla ek açıklamalar kısmında (Bkz. Ek-A) tanıtılan alt programlar kullanılmıştır. Bu alt programların organizasyonu için yeni bir ana program yazılmıştır (Bkz. Ek -B).

Bu program deneysel verileri kullanarak çevrimin analizi için gerekli bütün hesaplamaları, gaz devresinin ve su devrelerinin analizini yaparak sistemin gerçek performansını bulur. Programda kompresör elektrik gücü;

$$W_{cm} = I_{cm} V_{3f} \sqrt{3} \cos \phi / 1000 \quad (2.54)$$

bağıntısından, pompa gücü ise,

$$P_p = I_p V_{2f} / 1000 \quad (2.55)$$

bağıntısından, sıkıştırma işi,

$$W_r = W_{cm} \eta_m \eta_e \quad (2.56)$$

soğutkan debisi,

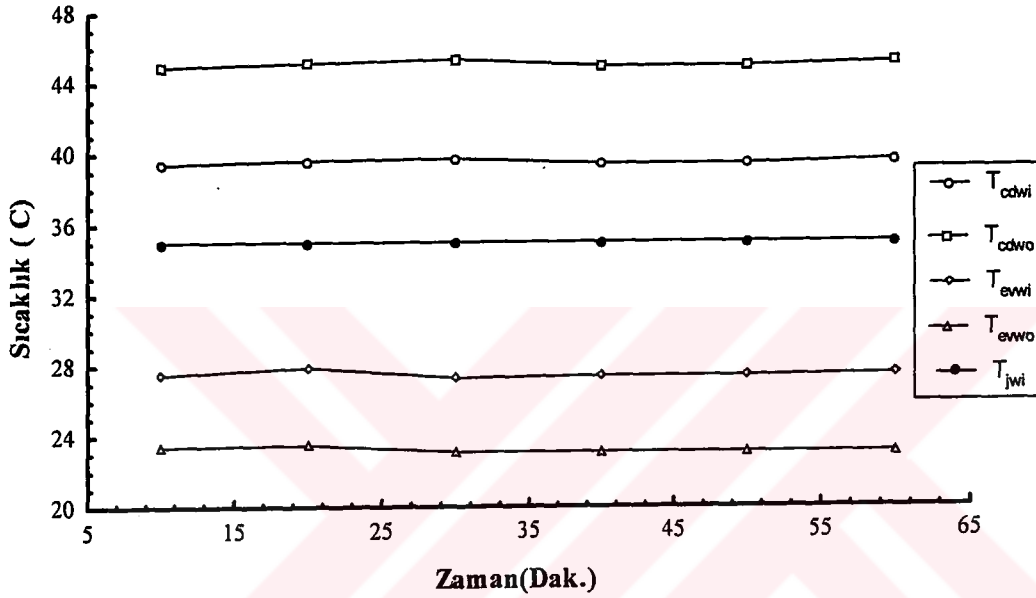
$$\dot{m}_r = \frac{W_r}{h_2 - h_1} \quad (2.57)$$

bağıntılarından hesaplanır. Sistemin gerçek performansı ise (2.52) denkleminde hesaplanır. Gerçek çevrim analizinden ve simülasyon programından elde edilen sonuçlar ekler kısmında tablolar halinde verilmiştir (Bkz. Ek B). Bu sonuçlar bölüm-3 'de tartışılmıştır.



3. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Deneysel sonuçlarda istenen çalışma şartlarında sistemin kararlı çalıştığı, sistem parametrelerinin zamanla fazla değişmediği gözlemlenmiştir.



Şekil-3.1. Su Devreleri Sıcaklık Zaman Değişimi (Deneysel)

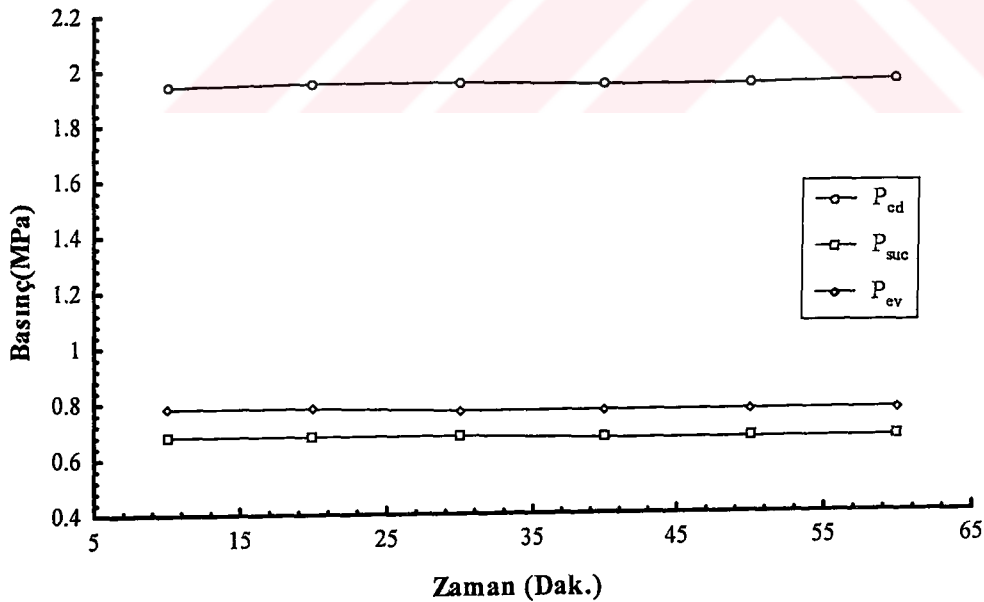
Şekil-3.1 'deki eğriler, jeotermal ve evaporatör devreleri su debilerinin 1100 lt/h değerinde sabit tutularak ölçülen değerlerden elde edilen eğrilerdir. Görüldüğü gibi kondenser devresi su sıcaklıkları oldukça kararlı bir şekildedir. Kondenser su devresinde su dönüş sıcaklığının (T_{cdwi}) sabit tutulması son derece önemlidir. Deneysel esnasında yaptığımız gözlemlere dayanarak bu sıcaklığın sistemin kararlılığı açısından çok önem taşıdığını ve kararlılık için bir kontrol parametresi olduğunu söyleyebiliriz. Isıtma tesisatının (ısıtılan mesken veya binanın) ısı ihtiyacı dış ortam sıcaklığına bağlı olarak zamanla belli bir miktar değişir. Örneğin dış ortam sıcaklığı gece minimum değere düşer gündüz nispeten yüksek olur. Bunun sonucunda meskenin ısı ihtiyacı gece süresince artar. Diğer yandan ısıtma sistemi çalıştırıldığında mesken henüz soğuktur ve

önce konfor sıcaklığına kadar ısıtılması gerekir. Daha sonra sadece ısı kayıplar karşılanacağından bina ısı ihtiyacı başlangıç değerine göre daha az olur. Bütün bu açıklamalardan anlaşılacağı üzere meskenin ısı ihtiyacı belli sınırlar dahilinde değişim gösterir. Bu değişim kondenser devresinde su dönüş sıcaklığını (T_{cdw1}) etkiler. Örneğin meskenin ısı ihtiyacı azaldığı zaman kondenser su devresinden daha az miktarda ısı absorbe edileceği için T_{cdw1} 'nin değerinde artış olacaktır. T_{cdw1} deki bu artışa karşılık kondenser suyu çıkış sıcaklığında (T_{cdwo}) bir artış olmayacaktır. Çünkü ısı transferi prensiplerine göre kondenser suyu çıkış sıcaklığı, kondenser gaz çıkış sıcaklığından (T_{cdro}) küçük olmak durumundadır. Şekil-3.1 ve şekil-3.3 dikkatle incelendiğinde bu iki sıcaklık arasındaki fark yeterince küçüktür. Sonuçta T_{cdw1} 'deki artış, kondenser suyu gidiş/dönüş sıcaklıkları arasındaki farkın (ΔT_{cdw}) küçülmesine buna bağlı olarak kondenser su devresindeki ısı yükünün azalmasına neden olur. Böylece kondenser su devresi, gaz devresindeki ısıyı yeterince absorbe edemez ve gaz devresinin iç enerjisinde bir artışa neden olur. Bunun sonucunda kondenzasyon basıncı (P_{cd}) ve sıcaklığı (T_{cd}) yükselir. T_{cd} arttığında T_{cdwo} artar, ΔT_{cdw} sabit kalacağı için T_{cdw1} tekrar artacaktır. Bu bir pozitif ileri besleme işlemi gibi düşünülebilir. Eğer kondenser gaz devresi yeterince soğutulamazsa pozitif ileri besleme işlemi sonucunda P_{cd} aşırı yükselip yüksek basınç emniyet sınırını aşacak ve kompresör duracaktır. Böylece sistem on/off rejimine girecektir. Sistemde 45 °C sıcaklıkta su üretimi hedeflendiği için kondenzasyon basıncı yüksek basınç emniyet sınırına yakındır. Dolayısı ile T_{cdw1} 'daki artma trendiyle ortaya çıkan pozitif ileri besleme işlemi sonucunda çok kısa sürede sistem off rejimine ulaşmaktadır. Kondenser su devresindeki su regülatörü gaz basıncının artışıyla orantılı olarak açar ve su debisini artırır. Ancak su debisinin artması sadece ΔT_{cdw} 'nin azalmasına neden olur. Çünkü su devresinden absorbe edilen ısı sabittir. Sonuç olarak, su regülatör valfi sistemi pozitif ileri besleme sürecinden kurtaramaz. Bu valf tam aksine negatif geri besleme sürecinde etkin olarak görev yapar. Kondenser su akışını kısarak ve gerekirse tamamen kapayarak kondenser gaz basıncının düşmesine mani olur.

Pozitif ileri besleme sürecine önlem olarak gaz devresine kapasite kontrol yöntemi önerilebilir. Kapasite kontrol işlemi kondenser devresinde sıcak gaz by-pass 'ı ile sağlanabilir. Aslında kompresör devrini değiştirerek de kapasite kontrolü yapmak

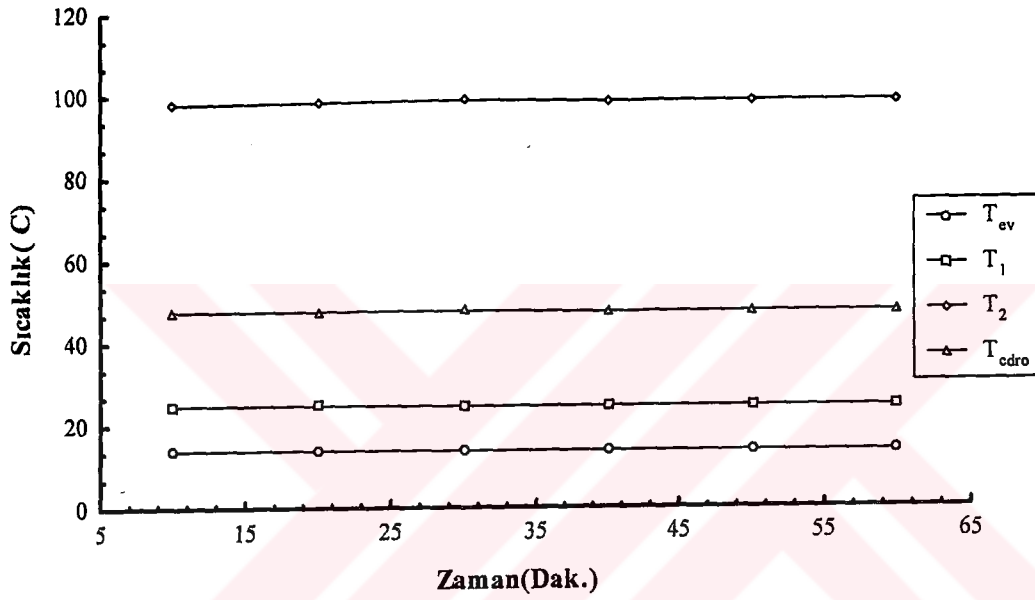
mümkündür[25]. Böylece mesken ısı ihtiyacına göre sistem tam veya yarım kapasitede çalışır ve kompresör on/off rejimine girmez. Kapasite kontrol işleminde T_{cdw1} kontrol parametresi olarak kullanılabilir. Yani T_{cdw1} bir sıcaklık sensörüyle sürekli ölçülür ve belli bir sınırı aştığı zaman kapasite kontrol ünitesi devreye girer.

Tank içerisindeki su (jeotermal su) sıcaklığı yaklaşık olarak 35 °C 'de bir termostat yardımı ile sabit tutulmuştur. Çünkü Pasinler ve Ilıca jeotermallerinde kaplıca amaçlı kullanıldıktan sonra dışarı atılan suyun sıcaklığı 35 °C 'dir. Jeotermal su debisi ve sıcaklığı ile evaporatör su debisi sabit tutulduğu için evaporatör su giriş sıcaklığı sabit kalmıştır. Bu sıcaklığın sabit kalması gaz devresi değişkenlerinin sabit tutulmasında önemlidir. Evaporatör su giriş sıcaklığı değiştiği zaman evaporasyon basıncı, dolayısı ile kondenzasyon basıncı ve sonuçta kondenser su devresi sıcaklıkları değişmektedir. Evaporasyon sıcaklığı sistemin giriş değeridir. Sistemin responsu çok hızlı olduğu için giriş değerleri değiştiği zaman sistemin çıkış değerleri anında etkilenmektedir.



Şekil-3.2. Basınç-Zaman Değişimi (deneysel)

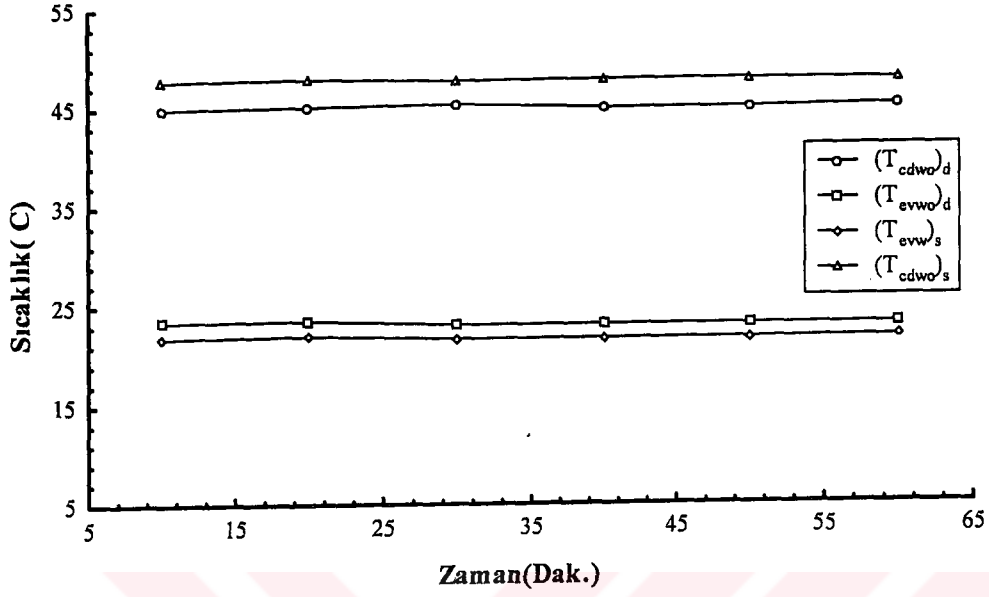
Şekil-3.2 ve şekil-3.3 'de gaz devresi değişkenlerinin zamanla değişimi görülmektedir. Bu grafiklerden anlaşılacağı üzere sistemin kararlılığı tatminkar bir seviyededir. Şekil-3.2 'de evaporatör giriş-çıkış basınçları görülmektedir. Buradan da anlaşılacağı gibi evaporatör gaz devresindeki basınç kaybı sadece 1 bar seviyesindedir. Evaporasyon basıncı 7.6 bar kondenzasyon basıncı ise 19.4 bar civarında gerçekleşmiştir.



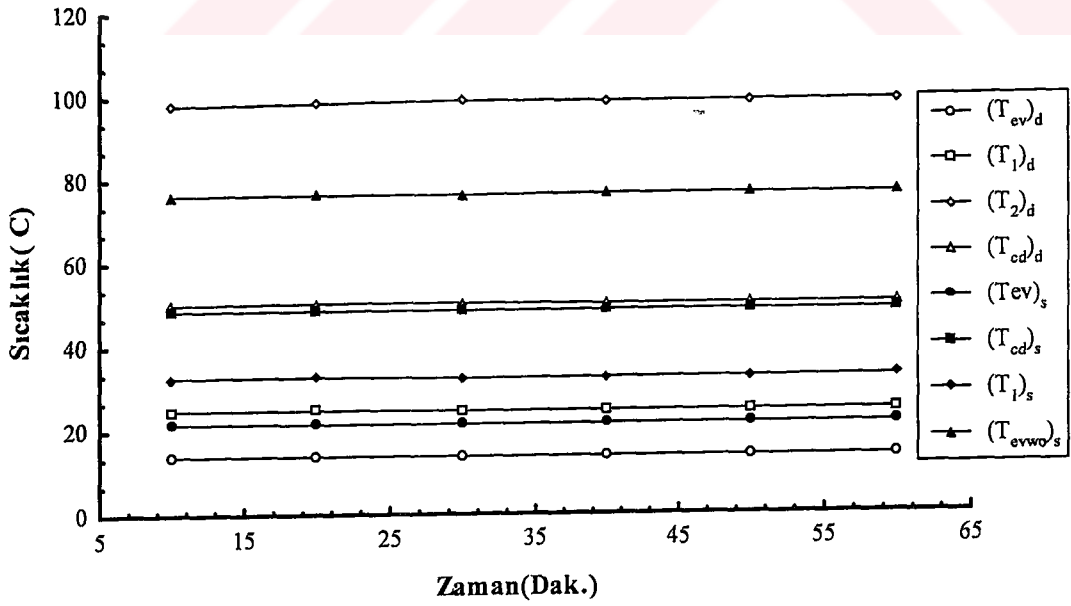
Şekil-3.3. Gaz Devresi Sıcaklık-Zaman Değişimi (deneysel)

Şekil-3.4 'de deneylerden ve simülasyon programından elde edilen kondenser ve evaporatör çıkışındaki su sıcaklıkları görülmektedir. Eğri göstergelerindeki "d" indisi deneysel, "s" indisi ise simülasyon kelimelerini temsil etmektedir. Görüldüğü gibi geliştirilen program deneysel değerlere yakın sonuçlar vermektedir.

Şekil-3.5 'de gaz devresi için deneysel ve programdan elde edilen sıcaklık değerleri görülmektedir. Program kompresör emiş noktasında gaz sıcaklığı (T₁) ve kondenzasyon sıcaklığı (T_{cd}) için deneysel ölçümlere uygun sonuçlar verdiği görülmektedir. Fakat kompresör çıkış sıcaklığı (T₂) için programdan elde edilen değerlerle deneysel sonuçlar arasında belli bir fark görülmektedir.



Şekil-3.4. Su Devreleri Sıcaklıkları (deneysel-simülasyon)

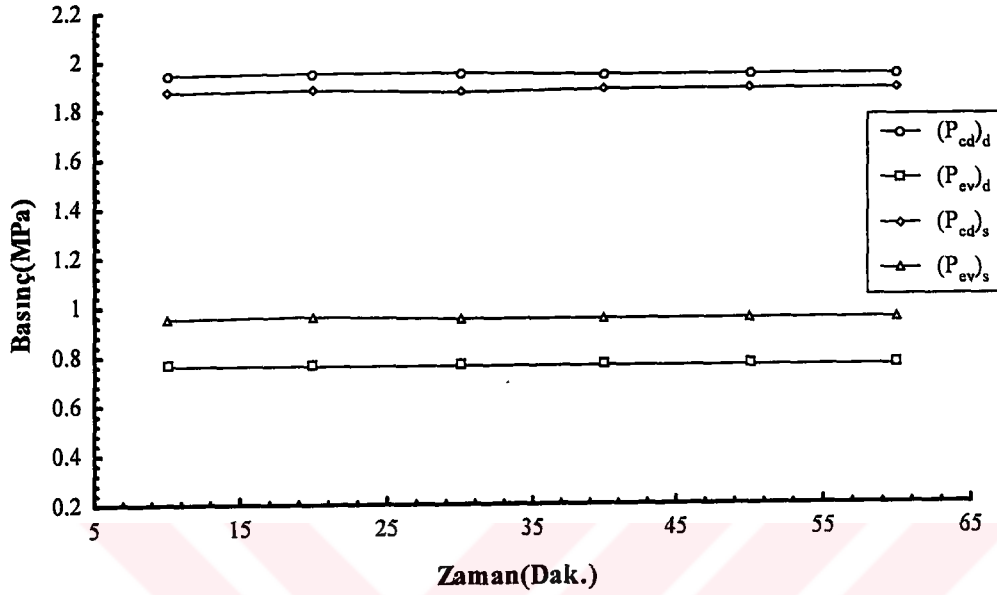


Şekil-3.5. Gaz Devresi Sıcaklıkları (deneysel-simülasyon)

Bilindiği gibi sıkıştırma işlemi gerçekte politropik bir süreçtir. Oysa program sıkıştırma işlemini önce izentropik olarak analiz eder sonrada (A.10), (A.11), (A.12) eşitlikleri (Bkz. Ek -A) ile gerçek duruma yaklaştırmaya çalışır.

Yine Şekil-3.5 'de evaporasyon sıcaklığı için (T_{ev}) deneysel ve program sonuçları arasında farklılık görülmektedir. Deneysel T_{ev} yaklaşık olarak 14 °C gerçekleşirken (Şekil-3.3) program bu sıcaklığı yaklaşık olarak 20 °C olarak hesaplamıştır. Bunun nedenini anlamak için yeniden teorik karnot çevrimine göz atmak gerekir. Daha öncede belirtildiği üzere carnot çevriminde bütün prosesler tersinirdir. Fakat gerçek çevrimde ısı transferi prosesleri için bir sıcaklık farkı olmak zorundadır. Yani kondenser ve evaporatörde gaz ve su devreleri arasında kesin bir sıcaklık farkı olmak zorundadır. Öte yandan böyle bir işlem tersinir değildir ve ideal çevrimden sapma anlamına gelir.

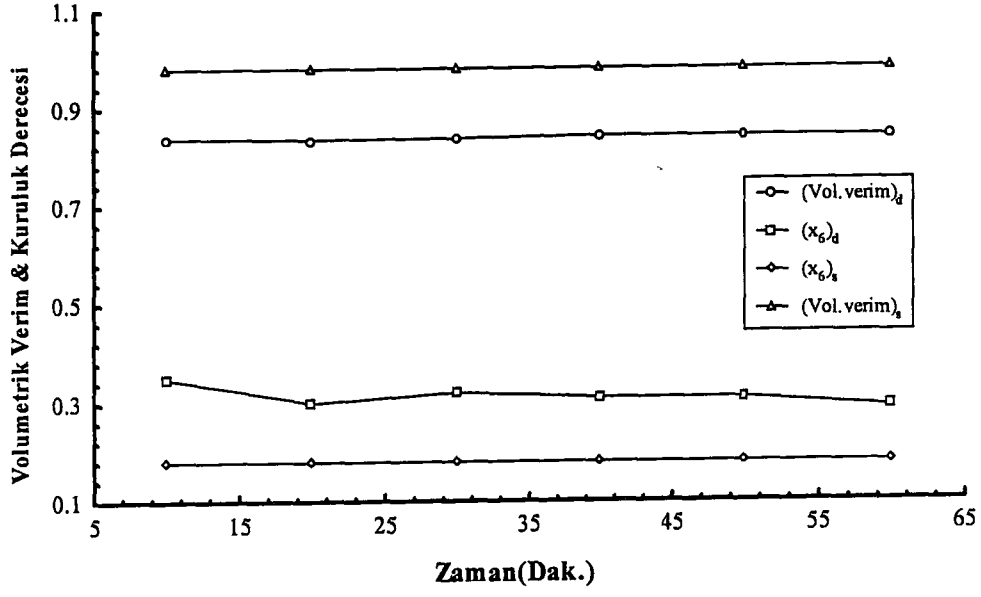
Bu durumda ideal çevrime yaklaşmak için kondenser ve evaporatörde ortalama gaz ve su sıcaklıkları arasındaki fark mümkün olduğunca küçük tutulmalıdır[1]. Bu bilgiler ışığında tekrar probleme dönersek, şekil-3.1 'den evaporatörde ortalama su sıcaklığı 25 °C dir ve şekil-3.5 'deki T_{evs} ve T_{evd} ile fark sırasıyla 11 °C ve 5 °C 'dir. Görüldüğü gibi program daha küçük bir sıcaklık farkı vermekte ve yukarıda bahsedilen prensibe daha uygun sonuç vermektedir. Bu aslında son derece olumlu bir sonuçtur. Çünkü bu sıcaklık farkı küçüldükçe eşanjörün verimi o kadar artar. Öte yandan deneysel sonuçlara göre sıcaklık farkının bu kadar (11 °C) büyük gerçekleşmesi tamamen genişleme valfinin kapasitesi ile ilgili bir olaydır. 20 °C lik evaporasyon sıcaklığı yaklaşık olarak 9 bar basınca tekabül eder. Oysaki deneylerde bu basınç 7.6 bar (şekil-3.2) olarak gerçekleşmiştir. Yani genişleme valfinin evaporasyon basıncını dolayısı ile sıcaklığını bu sistem için çok fazla düşürdüğü anlaşılmaktadır. Diğer bir ifade ile kullandığımız valfin kapasitesi bu sistem için biraz büyük gelmektedir. Biraz daha küçük kapasiteli bir valf kullanılarak gaz basıncı 9 bar civarında tutulabilir. Sonuç olarak şekil-3.5 'de T_{evs} ve T_{evd} fark programın hatası değil tam aksine kullanılan ekipmandan kaynaklanmaktadır.



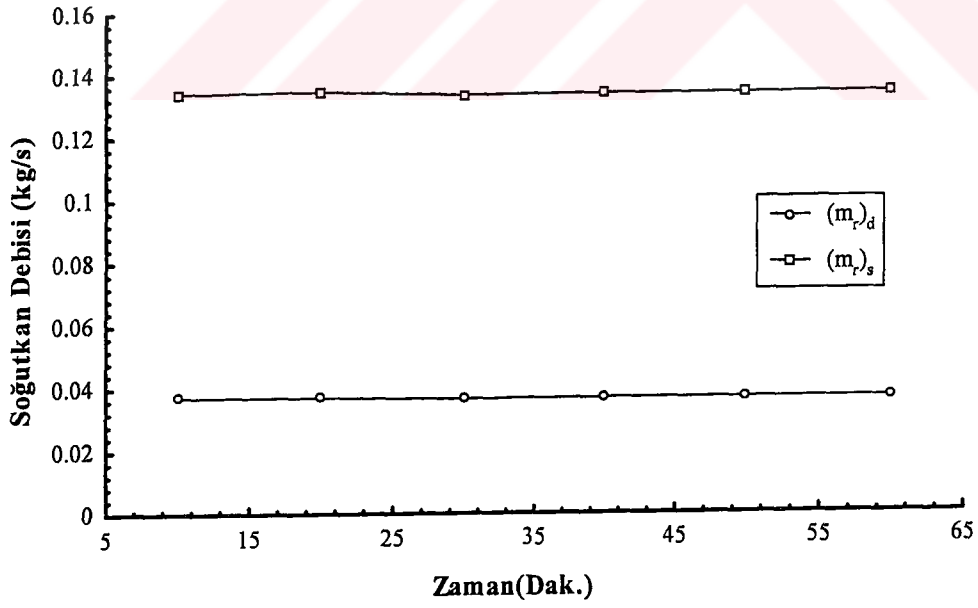
Şekil-3.6. Basınçların Karşılaştırılması (deneysel-simülasyon)

Şekil-3.6 'da programdan elde edilen ve deneysel olarak ölçülen kondenzasyon ve evaporasyon basınçları görülmektedir. Kondenzasyon basınçları arasında çok az bir fark görülürken evaporasyon basınçları arasında sadece 2 bar fark vardır. Program evaporasyon basıncını deneysel sonuçlara göre 2 bar fazla hesaplamıştır. Bunun nedeni ise yukarıda açıklandığı gibidir.

Şekil-3.7 'de kuruluk derecesi ve volümetrik verimler görülmektedir. Kuruluk derecesi için programın bulduğu değerin gerçektekenden biraz küçük olması son derece beklenen, makul bir sonuçtur. Çünkü program kısılma prosesini izentalpik kabul eder gerçekte ise belli bir kayıp söz konusudur. Volumetrik verimler arasındaki fark doğal karşılanmalıdır. Çünkü denklem (2.28) 'de politropik (n) yerine izentropik (k) katsayı kullanılmıştır ve bu izentropik üs kompresör emiş noktasındaki c_p/c_v oranı ile hesaplanan katsayıdır. Öte yandan yine aynı denklemde gaz kaçaklarını göz önüne alan



Şekil-3.7. Volümetrik Verim ve Kuruluk Derecesi (deneysel-simülasyon)

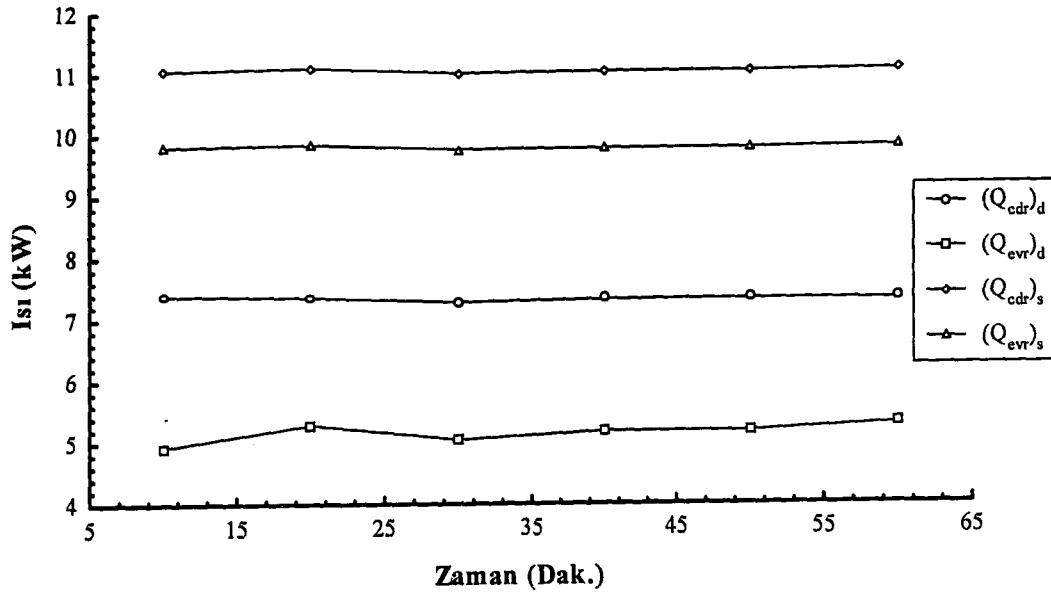


Şekil-3.8. Soğutkan Debisi (deneysel-simülasyon)

C_v katsayısı elimizde veri olmadığı için 1 olarak alınmıştır. Bu nedenlerden dolayı volümetrik verimde küçük bir farklılık meydana gelmektedir.

Şekil-3.8 'de gaz debileri karşılaştırılmıştır. Görüldüğü üzere soğutkan debisinde önemli bir fark söz konusudur. Soğutkan debisi için bölüm-2.1.2 'de iki denklem verilmiştir. Bunlardan (2.12) denklemi expansion valfinin özelliklerine bağlı olarak, (2.27) denklemi ise kompresörün özelliklerine bağlı olarak debi hesaplar. Bir soğutma çevriminde gazın debisini expansion valfi belirler. Yani gaz devresinde ne kadar gaz devredeceğine bu valf karar verir. Kompresör ve valf ilişkisini bir pompanın emiş tarafına konmuş bir vanaya benzetebiliriz. Bu durumda vananın kısma oranı pompanın debisini belirler. Örneğin vana %50 açıksa pompanın debisi nominal değerinden oransal olarak daha az olur. Bizim sistemimizde de expansion valfinin bir kısma işlevi yapmasından ötürü kompresör nominal debi değerinden daha az bir debide çalışmaktadır. Yukarıda belirttiğimiz üzere, valf sistemin ihtiyacının üzerinde kısma yapmaktadır. Bazı kompresör firmaları kompresör kataloglarında, kompresöre uygun valfi de önermektedirler. Dolayısı ile valfin seçiminde bu yol izlenerek daha doğru bir ekipman seçimi yapılabilir. Sonuç olarak gazın debisi hesaplanırken (2.12) denklemini kullanmak daha doğru netice verir. Biz programda (2.63) denklemini kullanmak zorunda kaldık. Çünkü (2.12) denklemde yer alan ve valf özelliklerini içeren parametreler temin edilememiştir. Sonuçta doğal olarak modelin hesapladığı debi, gerçektekinden fazla çıkmıştır.

Gaz debisinin doğru bir şekilde, gerçektekiye yakın olarak hesaplanması son derece önemlidir. Örneğin kompresörün çıkışındaki gaz sıcaklığı, gaz debisi ile direkt olarak bağlantılıdır. Deneysel esnasında expansion valfini biraz gevşeterek gaz debisinin bir miktar artmasını sağladığımızda bahsettiğimiz sıcaklığın programın hesapladığı değere yaklaştığını gözlemledik. Öte yandan gaz debisi kondenser ve evaporatör gaz devresi ısı yüklerinin değerini belirlemede önemli rol oynar. (2.1-2-3-5) denklemlerine bakılırsa, gaz devresi ısı yükü denklemlerinde gaz debisi bir çarpan olarak yer almaktadır. Bu nedenle debide küçük bir sapma ısı yükünde daha büyük bir sapmaya neden olmaktadır.

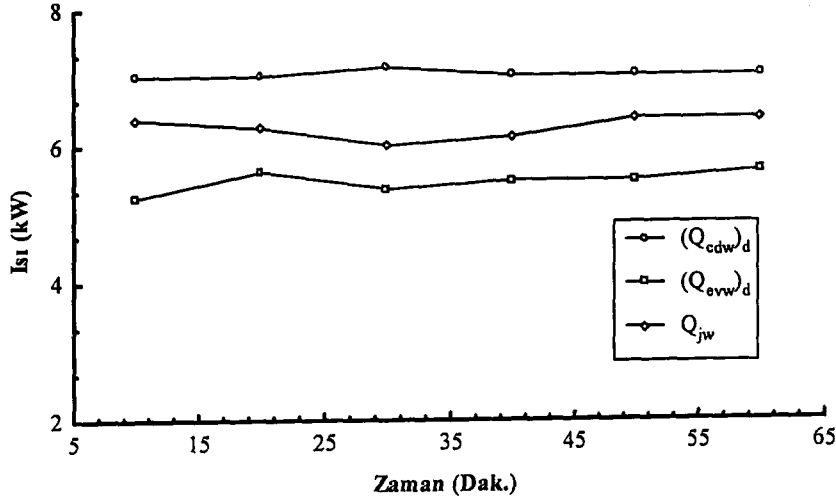


Şekil-3.9. Gaz Devresi Isı Yükleri (deneysel-simülasyon)

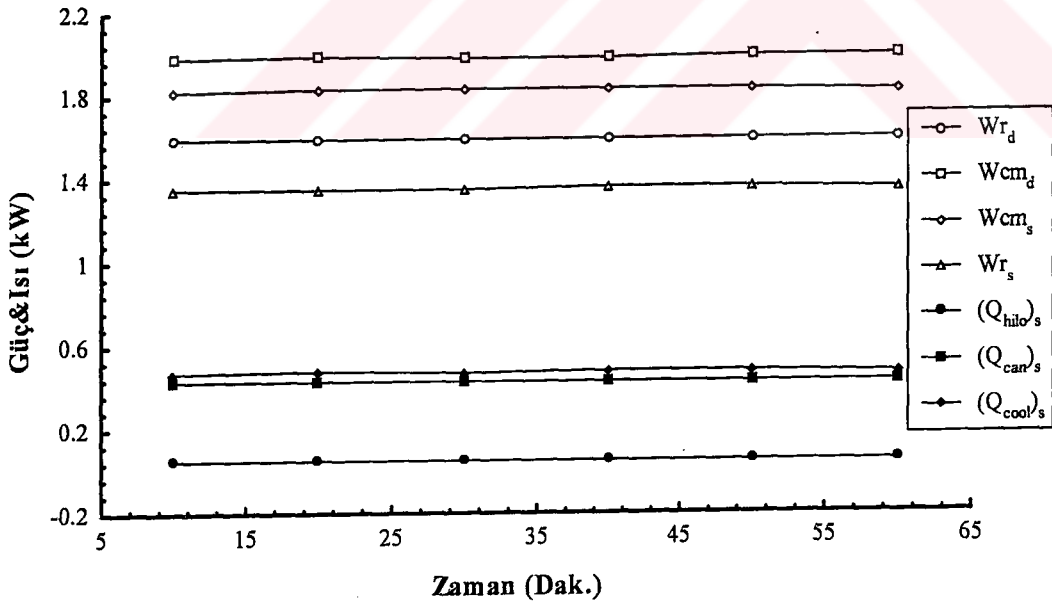
Nitekim şekil-3.9 'dan da görüleceği üzere gaz devreleri ısı yükleri deneysel sonuçlardan daha büyük olarak elde edilmiştir. Bunda en etkin faktör gaz debisinin gerçekte olduğundan daha büyük hesaplanmasıdır. Daha öncede belirttiğimiz gibi (2.12) denkleminin kullanılması ile bütün bu sapmalar ortadan kalkacaktır.

Şekil-3.10 'dan görüldüğü gibi kondenserde su devresine aktarılan ısı akısı 7 KW 'ın üzerindedir. Şekilde jeotermal kaynaktan çekilen ısı miktarı da gösterilmiştir. Ancak bu enerji için bir maliyet söz konusu olmadığından asıl kompresör gücü bizi ilgilendirmektedir.

Şekil-3.11' de kompresör güç tüketimi ve kompresör kayıpları görülmektedir. Kompresör gücü deneysel olarak yaklaşık 1.9 KW civarında olduğu saptanmıştır. Kompresör gücü deneysel verilere göre programinkinden daha büyük olduğu görülmektedir.



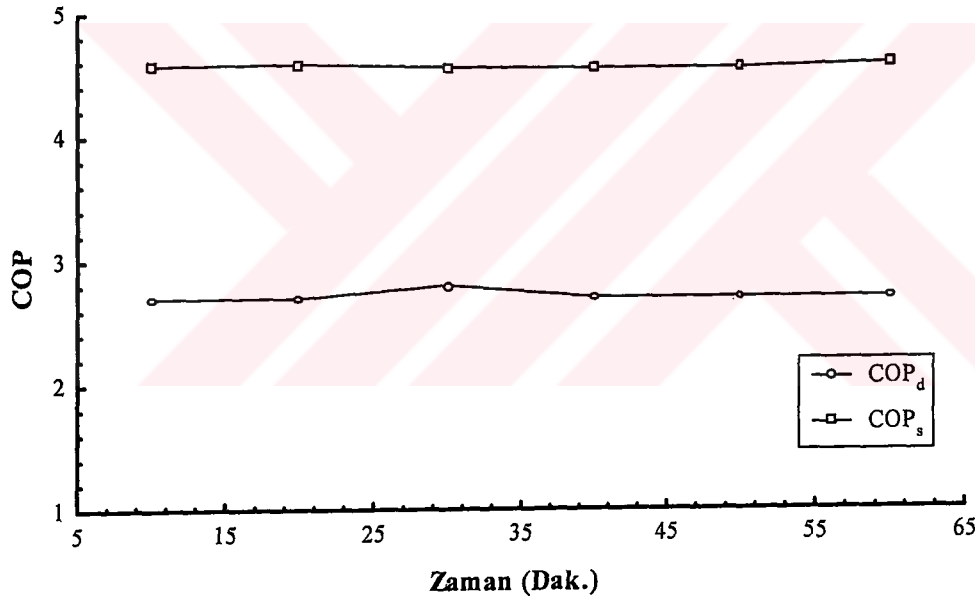
Şekil-3.10. Su Devreleri Isı yükleri (deneysel)



Şekil-3.11. Kompresör Enerji Dağılımı (deneysel-simülasyon)

Bu sonuç pek şaşırtıcı değildir. Çünkü bu değere kayıplar dahil edilmemiştir. Kompresör kayıpları Q_{cool} ve Q_{can} eğrileri toplamı $(W_{cm})_s$ değerine ilave edilirse $(W_{cm})_d$ değerine çok yakın bir değer elde edilir. Sonuç olarak program kompresör gücünü doğru bir şekilde saptamıştır. Q_{hilo} ile gösterilen eğri aslında bir kayıp enerji değildir, çünkü bu ısı enerjisi sıcak gaz tarafından soğuk gaz tarafına aktarılan ısıdır.

Şekil-3.12 'de sistemin toplam performansı verilmiştir. Mevcut sistemin gerçek performansı kondenser su devresi ısı yükünün kompresör ve pompaların tükettiği elektrik gücüne bölünmesi ile elde edilmiştir. COP deneysel olarak 2.8 civarında bulunmuştur.



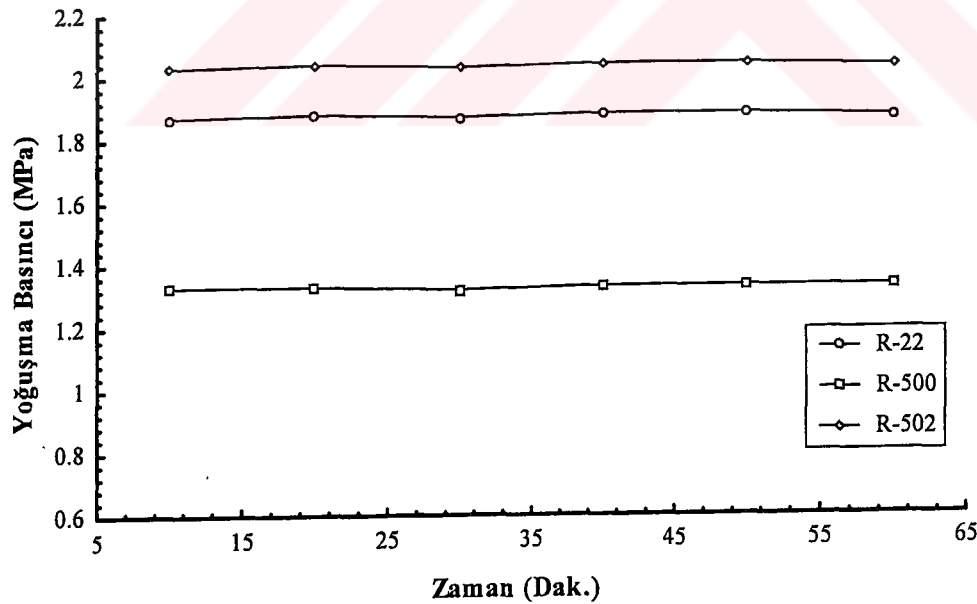
Şekil-3.12. Performans Katsayısı (deneysel-simülasyon)

Buna göre sistem 1 birim elektrik enerjisi tüketirken 2.8 birim ısı enerjisi vermektedir. Programdan elde edilen COP ise yaklaşık olarak 4.5 civarındadır. Aradaki fark 1.7 kadardır. Bunun böyle olması ise buraya kadar açıklanan nedenlerden kaynaklanmaktadır. Fakat COP için 1.7 'lik bir fark gayet makul bir sapmadır. Çünkü

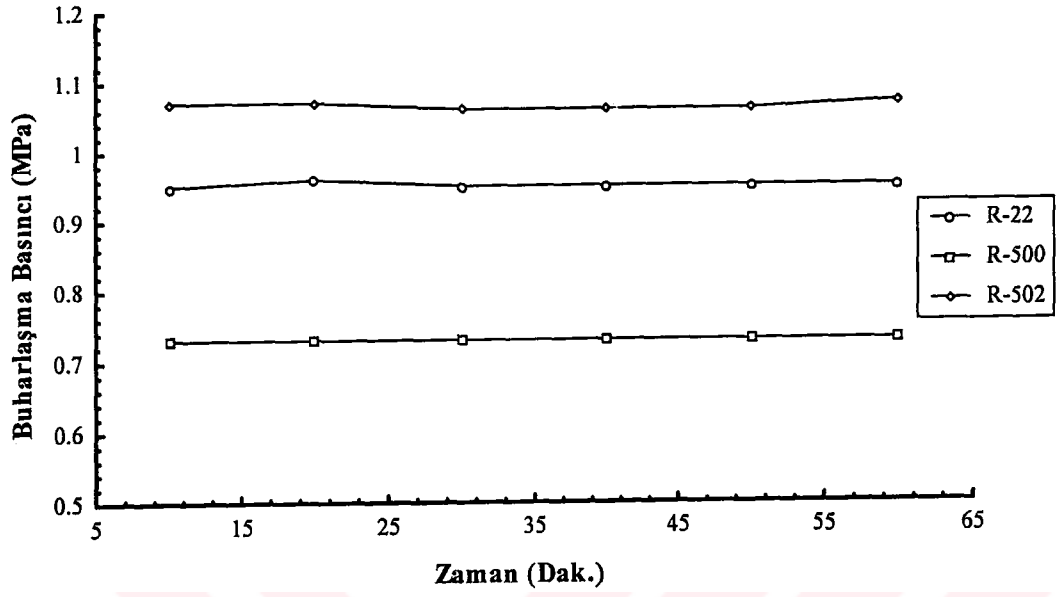
program teorik bir çevrim için analiz yapmaktadır. Buraya kadar önerilen hususlar yerine getirildiğinde bu farkın daha da azalacağı açıktır.

Öte yandan literatürde beyan edildiğine göre ısı pompalarının ekonomik olabilmesi için COP 'un 3 veya 3 'den büyük olması gerekir. Bu maksatla mevcut sistemin performansını arttırmak için bazı önerilerin yapılması söz konusudur. İlk olarak mevcut sistemde aşırı soğutma yoktur. Böyle bir sistem mutlaka aşırı soğutma ile donatılarak kondenser su devresi ısı kapasitesi artırılmalıdır. COP 'u artırmak için diğer bir yol ise değişik gaz kullanmak olabilir.

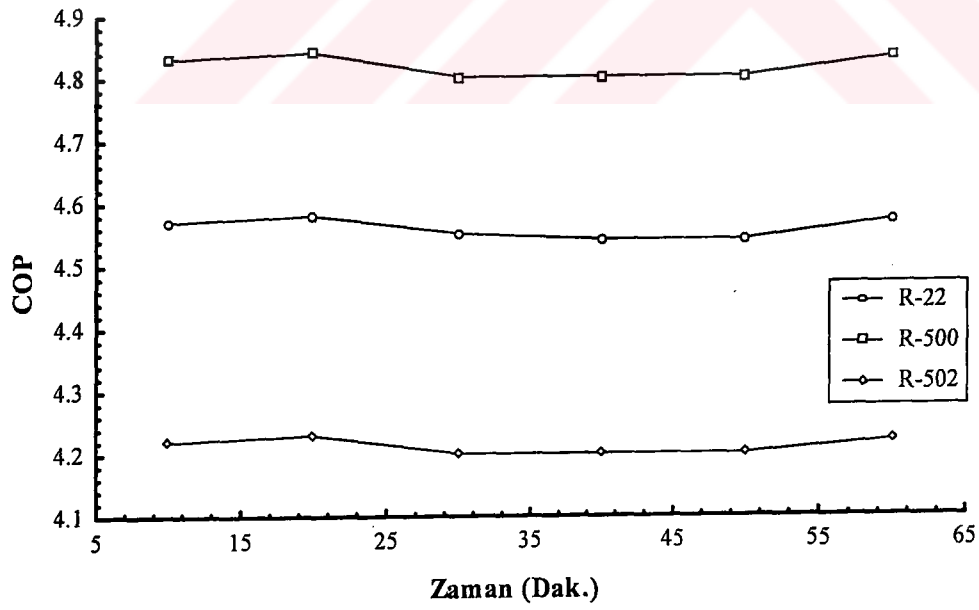
Alternatif gazlar için programdan elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir. Şekil-3.13 ve şekil-3.14 'de kondenzasyon ve evaporasyon basınçları verilmiştir. Görüldüğü gibi 45 °C 'de su elde etmek için gerekli kondenzasyon basıncı R-502 için en yüksek ve R-500 için en düşük değerdedir.



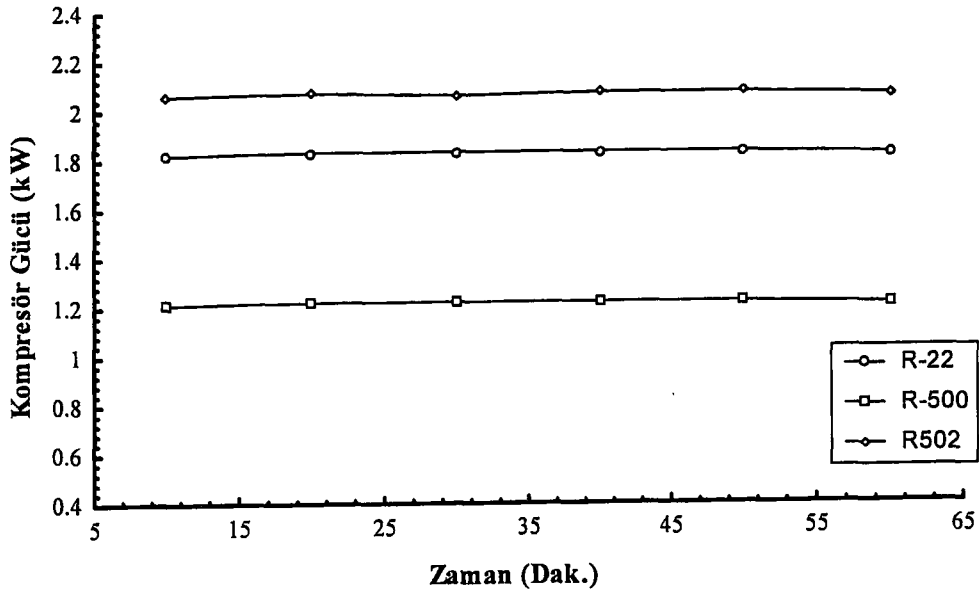
Şekil-3.13. Alternatif Gazlar İçin Yoğuşma Basınçları



Şekil-3.14. Alternatif Gazlar İçin Buharlaşma Basınçları



Şekil-3.15. Alternatif Gazlar İçin COP



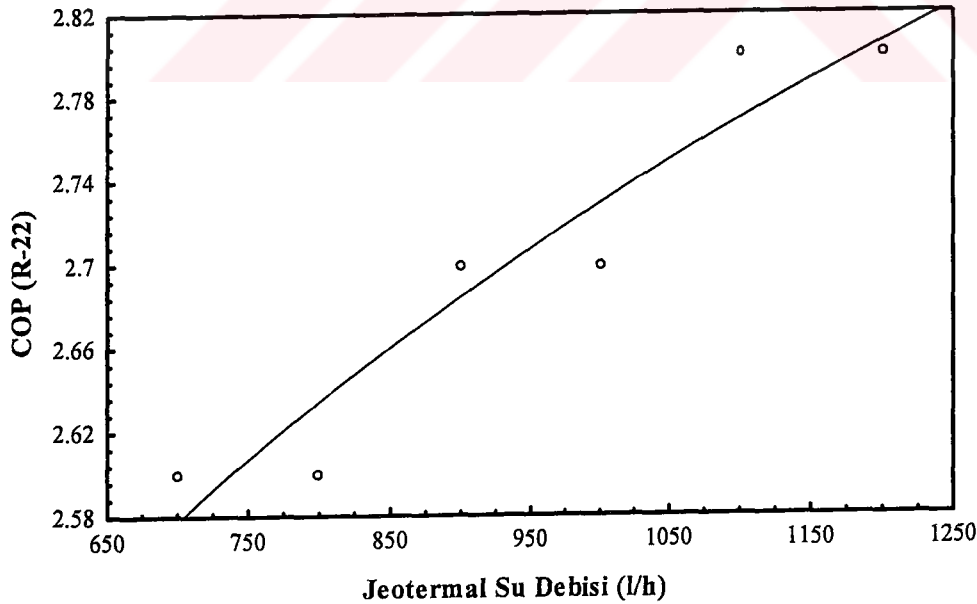
Şekil-3.16. Alternatif Gazlar İçin Kompresör Gücü

Kondenzasyon basıncının küçük olması kompresörün küçülmesi anlamına gelir. Nitekim, şekil-3.16 'da görüldüğü gibi en küçük kompresör gücü R-500 ve en büyük kompresör gücü ise R-502 için elde edilmiştir.

Kompresör gücünün küçülmesi doğal olarak performans katsayısının artması anlamına gelir. Şekil-3.15 'de en yüksek COP. değeri R-500 ve en küçük COP değeri ise R-502 için elde edilmiştir. Buradan ortaya çıkan sonuç ise R-22 yerine R-500 kullanılırsa daha büyük performans katsayısı elde edilecektir. Öte yandan 45 °C sıcaklıkta su elde etmek için R-500 'le kondenzasyon basıncı 13 bar civarında olacaktır. Başka bir açıdan bakılırsa eğer R-500 deney sisteminde kullanılan kompresörde kullanılsaydı 19.5 bar kondenzasyon basıncı ile yaklaşık olarak 60 °C sıcak su elde edilebilirdi. 45 °C sıcaklıktaki su ile sadece tabandan ısıtma yapılabilir[25]. Oysaki 60 °C 'deki su, normal radyatörlü ısıtma sistemlerinde kullanılabilir[25]. Bu durumda, mevcut radyatörlü ısıtma sistemine sahip bir binada, jeotermal ısı pompası sistemine geçmek söz konusu olduğunda sadece kalorifer kazanını jeotermal ısı pompası ile değiştirmek yeterli

olacaktır. Bu durum literatürde retrofit olarak adlandırılır ve mevcut binaları bu yeni sistemle teçhiz etmek hem daha kolay, hemde daha ucuzdur [25].

Öte yandan son yıllarda kullanımı gittikçe yaygınlaşan çevre dostu bir gaz olan R-134a da kullanılabilir. R-134a için 19.5 bar kondenzasyon basıncı 65 °C nin üstünde bir doyma sıcaklığına karşılık gelmektedir. Bu durumda yine 60 °C 'nin üstünde sıcak su elde etmek mümkündür. Ayrıca 8 bar evaporasyon basıncı ise R-134a için 30 °C 'nin üstünde bir buharlaşma sıcaklığına tekabül etmektedir. Bu durumda daha sıcak örneğin 35-40 °C 'deki jeotermal kaynaktan yararlanma şansı doğar. Mesela Pasinler' de bulunan kuyularda su sıcaklığı 42 °C 'dir. Sıcaklık yaklaşım farkını 5-7 °C olarak kabul edersek uygun evaporasyon sıcaklığı 35-37 °C olarak alınabilir. Bu durumda evaporasyon basıncı yaklaşık 9 bar civarında gerçekleşir. Böylece 9 bar alçak basınç ve 20 bar yüksek basınç aralığında R134a ile çalışan bir kompresör kullanılarak Pasinler jeotermalinden faydalanıp yaklaşık 65 °C sıcaklıkta sıcak su üretmek mümkün olur. Bu sıcaklık ise mevcut radyatörlü ısıtma sistemleri için uygun bir çalışma sıcaklığıdır.



Şekil-3.17. Jeotermal Su Debisine Göre Performans Değişimi (deneysel)

Şekil-3.17 'de jeotermal debi ile COP 'un değişimi görülmektedir. Jeotermal debi 700-1200 lt/h aralığında 100 birim aralıkla değiştirilerek ölçüm yapılmış ve COP 'un değişimi en yüksek 2.8 ve en düşük 2.6 olarak elde edilmiştir. Eğer değişken kesitli ve dıştan dengeli bir expansion valfi kullanılmış olsaydı COP'un debi ile değişimi daha dramatik olurdu.

Bu grafikten mevcut valfin evaporatör ısı yükündeki artışa karşı cevabının zayıf olduğu anlaşılmaktadır.

Elde edilen bulgular ve önerileri özetleyecek olursak;

- R-22 ile çalışan ısı pompasının gerçek performansı 2.8 olarak bulunmuştur.
- R-500 veya R-134a ile çalışılması durumunda daha büyük performans elde edileceği gibi daha sıcak su üretilebilir.
- R-22 ile sadece tabandan ısıtma yapmak mümkündür.
- Ekipman seçilirken kapasitelerin uygunluğuna dikkat edilmelidir. Özellikle kompresör ve valf birlikte düşünülmelidir.
- Sistem aşırı soğutma yapacak şekilde dizayn edilmelidir.

Ek Açıklamalar-A

A.1. Ana Program

Bölüm-2.1.2 'de anlatıldığı gibi (2.41) ve (2.44) nolu denklemler sembolik olarak aşağıdaki gibi gösterilebilirler;

$$F_1(T_{cd}, T_{ev}) = 0 \quad (A.1)$$

$$F_2(T_{cd}, T_{ev}) = 0 \quad (A.2)$$

Denklem (2.48) yukarıdaki iki eşitliğe uygulandığı zaman

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial T_{cd}} & \frac{\partial F_1}{\partial T_{ev}} \\ \frac{\partial F_2}{\partial T_{cd}} & \frac{\partial F_2}{\partial T_{ev}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta T_{cd} \\ \Delta T_{ev} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (A.3)$$

lineer denklem takımı elde edilir. (A.3) denklemindeki kısmi türevler nümerik olarak hesaplanmıştır. Nümerik türev merkezi farklar yöntemi[64] ile aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\left(\frac{\partial F_1}{\partial T_{cd}} \right)_{T_{ev}} = \frac{1}{12h} \left[-F_1(T_{cd} + 2h, T_{ev}) + 8F_1(T_{cd} + h, T_{ev}) - 8F_1(T_{cd} - h, T_{ev}) + F_1(T_{cd} - 2h, T_{ev}) \right] \quad (A.4)$$

$$\left(\frac{\partial F_1}{\partial T_{ev}} \right)_{T_{cd}} = \frac{1}{12h} \left[-F_1(T_{ev} + 2h, T_{cd}) + 8F_1(T_{ev} + h, T_{cd}) - 8F_1(T_{ev} - h, T_{cd}) + F_1(T_{ev} - 2h, T_{cd}) \right] \quad (A.5)$$

$$\left(\frac{\partial F_2}{\partial T_{cd}}\right)_{T_{ev}} = \frac{1}{12h} [-F_2(T_{cd} + 2h, T_{ev}) + 8F_2(T_{cd} + h, T_{ev}) - 8F_2(T_{cd} - h, T_{ev}) + F_2(T_{cd} - 2h, T_{ev})] \quad (A.6)$$

$$\left(\frac{\partial F_2}{\partial T_{ev}}\right)_{T_{cd}} = \frac{1}{12h} [-F_2(T_{ev} + 2h, T_{cd}) + 8F_2(T_{ev} + h, T_{cd}) - 8F_2(T_{ev} - h, T_{cd}) + F_2(T_{ev} - 2h, T_{cd})] \quad (A.7)$$

Türevlerin analitik değere yeterince yakın olabilmesi için programda $h = 2 \text{ } ^\circ F$ alınmıştır. (A.3)' den (A.7) 'ye kadar olan denklemlerde yer alan fonksiyon değerleri (F_1 , F_2) newrap1 ve newrap2 isimli alt programlarda hesaplanmaktadır. Hesaplanan bu türevler (A.3) 'de yerine konur ve T_{cd} ve T_{ev} aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$T_{cdson} = T_{cdilk} - \Delta T_{cd} \quad (A.8)$$

$$T_{evson} = T_{evilk} - \Delta T_{ev} \quad (A.9)$$

Bu şekilde T_{cd} ve T_{ev} hesaplandıktan sonra çevrimin analizi yapılabilir. Programın giriş değişkenleri; soğutkan numarası, kondenser suyu giriş sıcaklığı, evaporatör suyu giriş sıcaklığı, kondenser ve evaporatör için su debileri, aşırı kızdırma miktarı ve suyun özgül ısısıdır. Bu değişkenler ister program içerisinde data satırı şeklinde, istenirse dışarıdan (external declaration) girilebilir. Eğer yukarıda değişkenlerden her biri için eşit sayıda birden fazla değer girilmek isteniyorsa bu durumda bir data kütüğü hazırlanmalıdır. Program bu data kütüğüne yönlendirilir ve programın icrası sonucunda elde edilen çıktılar başka bir data kütüğüne kaydedilir. Biz burada deney sonuçlarını değerlendirmek için data kütüğü tekniğini kullandık. Programın çıktıları ise evaporasyon sıcaklığı (T_{ev}) ve basıncı (P_{ev}), kondenzasyon sıcaklığı (T_{cd}) ve basıncı

(P_{cd}), kompresör giriş/çıkış sıcaklıkları (T_1, T_2), evaporatör ve kondenser su çıkış sıcaklıkları (T_{cdwo}, T_{evwo}), soğutkan debisi (m_r), kuruluk derecesi (x_6), volümetrik verim(η_v), kompresör elektrik giriş gücü (W_{cm}), kompresör sıkıştırma işi (W_r), kompresör ısı kayıpları ($Q_{can}, Q_{hilo}, Q_{cool}$), kondenser ve evaporatör gaz ve su devreleri ısı yükleri (Q_{rcd}, Q_{rev}) ve sistemin toplam performansı (COP) 'dır.

A.2. Türev 1 (Subroutine Newrap1)

Bu program (A.3) denkleminde eşitliğin sağında yer alan matris elemanları $F_1(T_{cd}, T_{ev})$ ve $F_2(T_{cd}, T_{ev})$ 'nı, ayrıca (A.5) ve (A.7) ile verilen kısmi türev denklemlerinde yer alan F_1 ve F_2 fonksiyonlarının belirtilen sıcaklıklardaki büyüklüklerini hesaplar. Programda T_{cd} sabit tutulup girilen T_{ev} değeri $T_{ev} \mp 4$ aralığında $2^\circ F$ 'lık adımlarla değiştirilerek F_1 ve F_2 fonksiyonlarının değerlerini hesaplar. Ana programda bu değerler kullanılarak (A.5) ve (A.7) eşitlikleriyle verilen kısmi türevler hesaplanır.

A.3. Türev 2 (Subroutine Newrap2)

Bu program Newrap1 'in benzeridir. Burada ise T_{ev} sabit tutulup T_{cd} değiştirilerek (A.4) ve (A.6) 'da yer alan fonksiyon değerleri hesaplanır.

A.4. Kompresör 1 (Subroutine Comp)

Bu program kompresör analizini yapar. Program (2.19) den (2.21)' ye kadar olan denklemleri iterasyonla çözer. Programın giriş değişkenleri kompresör girişindeki sıcaklık ve basınç ile kompresör çıkışındaki basınçtır. Buna karşın programın çıkış değişkenleri ise soğutkan debisi, kompresör giriş ve çıkışında sabit basınçta özgül ısı, entalpi değerleridir. Şekil-2.9 'dan görüldüğü gibi kompresör giriş/çıkış özellikleri ile zarf giriş-çıkış özellikleri ayrı ayrı tanımlanmıştır. Zarf giriş özellikleri "i", çıkış özellikleri "o", kompresör giriş özellikleri "s", çıkış özellikleri "d" indisleri ile tanımlanmıştır. Bu durumda çevrim diyagramı şekil-2.7 'de gösterilen "1" noktası "i"

indisine ve "2" noktası ise "o" indisine karşılık geleceği unutulmamalıdır. İterasyon başlangıcında $h_i=h_s$ alınıp daha sonra h_s ;

$$h_s = h_i + \frac{(Q_{hilo} + Q_{cool} - Q_{can})}{m_r} \quad (A.10)$$

bağıntısından hesaplanır. Bu eşitlik (2.21) denkleminin yeniden düzenlenmiş halidir. Ayrıca zarf girişindeki basıncın kompresör girişindeki basınca eşit olduğu kabul edilmiştir. Kompresör çıkışındaki entalpi ise aşağıdaki bağıntıdan hesaplanmıştır;

$$h_d = h_s + \frac{h_{isen} - h_s}{\eta_{isen}} \quad (A.11)$$

Buradaki h_{isen} kompresör çıkışında izentropik sıkıştırma sonu entalpisidir. Paydadaki terim ise izentropik verimdir. Böylece kompresör çıkışındaki entalpi h_d izentropik entalpiden daha büyüktür ve politropik (gerçek) duruma daha fazla yaklaşmıştır. Burada da yine kompresör çıkışındaki basınç zarf çıkışındaki basınca eşit alınmıştır.

A.5. Kompresör 2 (Subroutine Comp2)

Bu program "sub comp" ile aynıdır. Aralarındaki fark sadece çıktılardadır. Ayrıca bu program farklı olarak zarf çıkışında (çevrim diyagramında "2" ile gösterilen durum) bazı termodinamik özellikleri de hesaplar. Zarf çıkışındaki entalpi (2.23) bağıntısı yeniden düzenlenerek;

$$h_o = h_2 = h_d - \frac{Q_{hilo}}{m_r} \quad (A.12)$$

bağıntısından hesaplanır. Bundan başka yine aynı noktada ("2" noktası) T_o (T_2), v_o (v_2), c_{vo} (c_{v2}) ve c_{po} (c_{p2}) değerlerini de hesaplar. Bu programın çıktıları zarf giriş/çıkışında

sabit basınçta özgül ısılar, özgül hacimler, entalpiler, sıkıştırma işi, kompresör elektrik gücü, kompresör ısı kayıplarıdır.

A.6. İzentropik Sıkıştırma (Subroutine Temper)

Bu program buhar bölgesinde basınç ve entropinin bilindiği bir noktada sıcaklık ve özgül hacmi hesaplar. Bölüm-2.1.2 'de belirtildiği gibi bunu direkt olarak hesaplayabileceğimiz bir bağıntı mevcut değildir. Çünkü (2.30) 'dan (2.37) 'ya kadar olan denklemlerde bağımsız değişkenler P, T ve v 'dir. Bu yüzden söz konusu özellikleri hesaplamak için Newton-Raphson iterasyon yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem bölüm-2.1.4 'de tanıtılmıştır. Bilinen basınç ve entropi değerleri (2.32) ve (2.37) eşitliklerinde yerine koyarak sırasıyla;

$$f_1(T, v) = 0 \quad (A.13)$$

$$f_2(T, v) = 0 \quad (A.14)$$

elde edilir. (2.48) eşitliğinden;

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial T} & \frac{\partial f_1}{\partial v} \\ \frac{\partial f_2}{\partial T} & \frac{\partial f_2}{\partial v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta T \\ \Delta v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} \quad (A.15)$$

ve (2.48) eşitliğinden;

$$v = v_{est} - \Delta v \quad (A.16)$$

$$T = T_{est} - \Delta T$$

eşitlikleri elde edilir. Bu program "sub comp" tarafından izentropik sıkıştırma sonu sıcaklığını ve özgül hacmini hesaplanmak için kullanılır.

A.7. Kompresör Girişi (Subrotine Suctionprop)

Bu program basıncın ve entalpinin girilmesiyle buharın sıcaklık ve özgül hacmini hesaplar. Yukarıda anlatılan "sub temper" ile aynı akış diyagramına sahiptir. Oradaki entropi yerine bu programda entalpi kullanılmaktadır. Aynı mantık burada da geçerlidir. Yine hal denkleminden (A.13) eşitliği ve (2.36) nolu entalpi denkleminde basınç ve entalpi değerleri yerine yazılarak;

$$f_2(T, v) = 0 \quad (A.17)$$

eşitliği elde edilir. Bu iki eşitlik yine Newton-Raphson metodu ile "sub temper" de olduğu gibi çözülür. Bu program da yine "sub comp" tarafından kompresör emiş durumunda sıcaklık ve özgül hacim hesaplatmak için kullanılır.

A.8. Doyma Basıncı (Function Psat)

Verilen bir sıcaklık değerine karşılık gelen buhar doyma basıncını (2.31) eşitliğini kullanarak hesaplar. Gerekli sabitler programın içinde data satırında verilmiştir. Programın giriş değişkenleri soğutma numarası (NR) ve sıcaklıktır. Çıkış değeri ise buhar doyma basıncıdır (P_{sat}).

A.9. Özgül Hacim (Function Spvol)

Bu program hal denkleminden (2.32) buharın özgül hacmini hesaplar. Çözüm için bölüm-2.1.4 'de anlatılan Newton yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemle ait akış şeması Şekil-2.10 'da verilmiştir. Denklem (2.32) 'deki sabitler "function spvol" içerisinde bir data satırı halinde verilmiştir. Şekil-A.6 'da verilen akış şemasından da anlaşılacağı gibi basınç (P) ve sıcaklık (T) değerleri programa girilmelidir. Özgül hacim için başlangıç değeri ideal gaz denkleminden hesaplanır ve bu değerle iterasyona başlanır.

A.10. Yoğunluk (Function Density)

Bu program sıvı yoğunluğunu hesaplar. Programın input değişkeni sıcaklık (T) dir. Sıcaklık değeri girildiği zaman (2.30) eşitliğine göre doymuş sıvı yoğunluğunu hesaplar. (2.30) eşitliğindeki sabitler programın data satırında verilmiştir. Bu program doymuş sıvının özgül hacmini v_f hesaplamada kullanılır.

A.11. Buharlaşma Gizli Entalpisi (Function Aheatvp)

Bu program soğutkanın buharlaşma gizli entalpisini hesaplar. Programın input değişkenleri sıcaklık T, bu sıcaklığa tekabül eden doyma basıncı P_{sat} , sıvı özgül hacmi v_f , buhar özgül hacmi v_g 'dir. Doyma basıncı Function Psat 'dan, sıvı özgül hacmi Function Density 'den, buhar özgül hacmi ise Function Spvol' den hesaplanır. Program bu değişkenleri kullanarak (2.35) eşitliğinden istenilen soğutkan için buharlaşma gizli entalpisi h_{fg} 'yi hesaplar.

A.12. Entalpi (Function Vpenthalpy)

Bu program buhar entalpisini hesaplar. Input değişkenleri sıcaklık, basınç ve buhar özgül hacmidir. Buhar özgül hacmi Function Spvol ' den hesaplanır. Program bu input değerlerini kullanarak, (2.36) eşitliğinden buhar entalpisi hesaplar. (2.36) eşitliğinin içerdiği sabitler program içerisinde data satırı olarak verilmiştir.

A.13. Buhar Özgül Isısı (Subroutine Spht)

Buharın sabit hacim ve sabit basınçtaki özgül ısı değerlerini hesaplar. Bunun için programa buhar sıcaklığı ve özgül hacminin girilmesi gerekir. Program (2.33) eşitliğinden sabit hacimde özgül ısıyı ve sonrada (2.34) eşitliğinden sabit basınçta özgül ısıyı hesaplar. (2.34) eşitliği için hal denklemi (2.32) nin kısmi türevleri analitik olarak programa tanımlanmıştır. Her iki eşitlik için gerekli sabitler program içerisinde mevcuttur.

A.14. Sıvı Özgül Isısı (Function Cpl)

Bu program doymuş sıvı durumu için sabit basınçta özgül ısı hesaplar. Bunun maksatla, elimizde bir denklem olmadığından, tablo değerleri kullanılarak c_p , doyma sıcaklığına bağlı bir polinom şeklinde ifade edilmiştir. Doyma sıcaklığının girilmesi durumunda program, doymuş sıvı durumu için c_p değerini hesaplar.

A.15. Entropi (Function Vpentropy)

Sıcılık ve özgül hacmin girilmesi durumunda (2.37) denkleminde buhar entropisini hesaplar.

A.16. Doyma Sıcaklığı (Function Tsat)

Bu program girilen buhar basıncına karşılık doyma sıcaklığını hesaplar. Bu maksatla (2.31) denklemi Newton yöntemi ile çözülür.

A.17. Simülasyon Programı

BU PROGRAM BİR JEOTERMAL ISI POMPASI SİMÜLASYON PROGRAMIDIR.
PROGRAMIN INPUT VE OUTPUT DEĞİŞKENLERİ AŞAĞIDAKİ GİBİDİR.

C INPUT:

C DTS: 'KIZGINLIK' [C]
C DBEV: 'EVAP. SU DEBİSİ' [l/h]
C TEI: 'EVAP. SU GİRİŞ SIC.' [C]
C DBCD: 'KOND. SU DEBİSİ' [l/h]
C TCI: 'KOND. SU ÇIKIŞ SIC.' [C]
C VOLTP: 'SİRKÜLASYON POMPALARI İÇİN VOLTAJ' [V]
C AKIMP1: 'JEOTERMAL SU POMPASI AKIMI' [A]
C AKIMP23: 'SİRKÜLASYON POMPALARI AKIMI' [A]

C OUTPUT:

C TEV: 'EVAPORASYON SIC.' [C]
C TCD: 'KONDEZASYON SIC.' [C]
C T1: 'KOMP. GİRİŞ SIC.' [C]
C T2: 'KOMP.ÇIKIŞ SIC.' [C]

```

C      TEO: 'EVAP. SU ÇIKIŞ SIC.' [C]
C      TCO: 'KOND. SU ÇIKIŞ SIC.' [C]
C      PCD: 'KONDEZASYON BASINCI' [BAR]
C      PEV: 'EVAPORASYON BASINCI' [BAR]
C      DEBREF: 'REFRİGERANT DEBİSİ' [kg/s]
C      X4: 'KURULUK DERECEİ'
C      ETAV: 'VOLÜMETRİK VERİM'
C      WCM: 'KOMPRESÖR GÜCÜ' [kW]
C      WREF: 'KOMPRESÖR SIKIŞTIRMA İŞİ' [kW]
C      QHILO: 'KOMP. ZARFI İÇİNDE SICAK GAZ İLE SOĞUK GAZ ARASINDAKİ
C      ISI DEĞİŞİMİ' [kW]
C      QCAN: 'KOMP. ZARFINDAN ATMOSFERE ATILAN ISI' [kW]
C      QCOOL: 'KOMP. ELEKTRİK MOT. SOĞUTMAK İÇİN GEREKLİ ISI' [kW]
C      QCDFREF: 'KONDENSER GAZ DEVRESİ ISI YÜKÜ' [kW]
C      QEVREF: 'EVAP. GAZ DEVRESİ ISI YÜKÜ' [kW]
C      COP: 'PERFORMANS KATSAYISI'

```

```

1      DIMENSION F1TCD(5),F2TCD(5),F1TEV(5),F2TEV(5)
      DATA VOLTP,AKIMP1,AKIMP23,CPW/220.,1.7,1.,4.18/
      PRINT 1
      FORMAT(1X,SOĞUTKAN NUMARASI GİRİNİZ?)
      READ*,NR

```

C DENEYSEL VERİLERİN DATA KÜTÜĞÜNDEN OKUNMASI

```

      OPEN(5,FILE='GHPSIMDAT',STATUS='OLD')
      DO K=1,6
      READ(5,20)DTS,DBEV,TEI,DBCD,TCI
      I=0
      IF(NR.EQ.22) I=1
      IF(NR.EQ.500) I=2
      IF(NR.EQ.502) I=3
      DEBEV=DBEV/3600.
      DEBCD=DBCD/3600.
      TCD=(TCI+10.)*1.8+32.
      TEV=(TEI-10.)*1.8+32.
      TCIB=TCI*1.8+32.
      TEIB=TEI*1.8+32.
      ITER=0
10     ITER=ITER+1
      CALL NEWRAP2(NR,TCD,TEV,TEIB,TCIB,DEBEV,DEBCD,CPW,
1      DTS,F1TCD,F2TCD)
      CALL NEWRAP1(NR,TCD,TEV,TEIB,TCIB,DEBEV,DEBCD,CPW
1      ,DTS,F1TEV,F2TEV)

```

C TÜREVLER

```

      DF1DTCD=(-F1TCD(5)+8*F1TCD(4)-8*F1TCD(2)+F1TCD(1))/24.
      DF2DTCD=(-F2TCD(5)+8*F2TCD(4)-8*F2TCD(2)+F2TCD(1))/24.
      DF1DTEV=(-F1TEV(5)+8*F1TEV(4)-8*F1TEV(2)+F1TEV(1))/24.
      DF2DTEV=(-F2TEV(5)+8*F2TEV(4)-8*F2TEV(2)+F2TEV(1))/24.
      DTCD=(F1TCD(3)-DF1DTEV*F2TCD(3)/DF2DTEV)/(DF1DTCD-
1      DF1DTEV*DF2DTCD/DF2DTEV)
      DTEV=(F1TCD(3)-DF1DTCD*DTCD)/DF1DTEV
      TCDNEW=TCD-DTCD

```

TEVNEW=TEV-DTEV
 IF(ITER.GT.200) GO TO 997
 IF(ABS(DTCD).LT.0.1.AND.ABS(DTEV).LT.0.1) GO TO 15
 TCD=TCDNEW
 TEV=TEVNEW
 GO TO 10
 15 TCDF=TCDNEW
 TEVF=TEVNEW
 PCDB=PSAT(NR,TCDF)
 PEVB=PSAT(NR,TEVF)
 T1F=TEVF+DTS*1.8
 CALL COMP2(NR,T1F,PCDB,PEVB,DEBREF,CP1B,CP2B,T2F,T2EST,T2FISEN
 1 ,V2B,V1B,H2B,H1B,ETAV,WREFB,WCMB,QHILOB,QCANB,QCOOLB)

C KONDENSER GAZ DEVERSİ ISI YÜKÜ

VG5=SPVOL(NR,TCDF,PCDB)
 DENSEV=DENSITY(NR,TCDF)
 VFCD=1./DENSEV
 HLCDB=ATHEATVP(NR,TCDF,PCDB,VG5,VFCD)
 HV5=VPENTHALPY(NR,TCDF,PCDB,VG5)
 H3=HV5-HLCDB
 QCDREFB=DEBREF*((T2F-TCDF)*CP2B+HLCDB)

C EVAP GAZ DEVRESİ ISI YÜKÜ

VG7=SPVOL(NR,TEVF,PEVB)
 DENSEV=DENSITY(NR,TEVF)
 VFEV=1./DENSEV
 HVTEV=VPENTHALPY(NR,TEVF,PEVB,VG7)
 HLVEV=ATHEATVP(NR,TEVF,PEVB,VG7,VFEV)
 DEBEVB=DEBEV/0.4536
 CPWB=CPW/4.1868
 X4=1.-DEBEVB*CPWB*0.97*(TEIB-TEVF)/(DEBREF*HLVEV)
 1 +CP1B*DTS*1.8/HLVEV
 QEVREFB=DEBREF*((1-X4)*HLVEV+CP1B*DTS*1.8)

C KOND VE EVAP SU ÇIKIŞ SICAKLIKLARI

QCDREF=QCDREFB*1.055
 TCO=QCDREF/(DEBCD*CPW)+TCI
 QEVREF=QEVREFB*1.055
 TEO=TEI-QEVREF/(DEBEV*CPW)

C SİSTEMİN TOPLAM PERFORMANSI

PPOMPA=((AKIMP1+AKIMP23)*VOLTP)/1000.
 WCMS=WCMB*1.055
 COP=QCDREF/(PPOMPA+WCMS)

C BİRİM DÖNÜŞÜMÜ

TEV=(TEVF-32.)/1.8
 TCD=(TCDF-32.)/1.8
 T1=(T1F-32.)/1.8
 T2=(T2F-32.)/1.8

```

PCD=PCDB*0.0689476
PEV=PEVB*0.0689476
DBREF=DEBREF*0.4536
WREF=WREFB*1.055
WCM=WCMB*1.055
QHILO=QHILOB*1.055
QCAN=QCANB*1.055
QCOOL=QCOOLB*1.055
T2ESTS=(T2EST-32.)/1.8
T2SISEN=(T2FISEN-32.)/1.8

```

C SONUÇLARIN KÜTÜĞE KAYDI

```

OPEN(6,FILE='GHPSIMSNÇ3',STATUS='OLD')
WRITE(6,25)TEV,TCD,T1,T2,TEO,TCO,PCD,PEV,DEBREF,X4,ETAV,
1 WCM,WREF,QHILO,QCAN,QCOOL,QCDREF,QEVREF,COP
END DO
20 FORMAT(F4.1,2X,F6.1,2X,F4.1,2X,F6.1,2X,F4.1/)
25 FORMAT(F4.1,2X,F4.1,2X,F4.1,2X,F4.1,2X,F4.1,2X,F4.1,2X,F4.1,
1 2X,F4.1,2X,F6.4,2X,F4.2,2X,F4.2,2X,F4.2,2X,F4.2,2X,F4.2,2X,
2 F4.2,2X,F4.2,2X,F5.2,2X,F4.2,2X,F5.2,2X,F5.2,2X,F4.2)
GO TO 999
997 PRINT 998
998 FORMAT(2X,'200 ITERASYONDA YAKINSAMA YOK ')
999 END

```

C *****

```

SUBROUTINE NEWRAP2(NR,TCD,TEV,TEIB,TCIB,DEBEV,DEBCD,CPW,
1 DTS,F1TCD,F2TCD)

```

```

DIMENSION F1TCD(5),F2TCD(5)
I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3

```

C EVAP. GAZ DEVRESİ İÇİN BAZI BÜYÜKLÜKLERİN HESABI

```

PEV=PSAT(NR,TEV)
VG7=SPVOL(NR,TEV,PEV)
DENSEV=DENSITY(NR,TEV)
VFEV=1./DENSEV
HVTEV=VPENTHALPY(NR,TEV,PEV,VG7)
HLVEV=ATHEATVP(NR,TEV,PEV,VG7,VFEV)
DTSB=DTS*1.8
T1=TEV+DTSB
TCDMIN=TCD-4.
TCDMAX=TCD+4.
J=1
DO 5,T=TCDMIN,TCDMAX,2
PCD=PSAT(NR,T)

```

C KOMPRESOR ANALİZİ

CALL COMP(NR,T1,PCD,PEV,DEBR,CP1,HVT2PCD,HVT1PEV)

C KONDENSER BUHARLAŞMA GİZLİ ISISI

VG5=SPVOL(NR,T,PCD)
 DENSCD=DENSITY(NR,T)
 VFCD=1./DENSEV
 HLVCD=ATHEATVP(NR,T,PCD,VG5,VFCD)
 HV5=VPENTHALPY(NR,T,PCD,VG5)
 H3=HV5-HLVCD

C KURULUK DERECEŚİ 'NİN HESABI

DEBEVB=DEBEV/0.4536
 CPWB=CPW/4.1868
 X4=1.-DEBEVB*CPWB*0.97*(TEIB-TEV)/(DEBR*HLVEV)
 1 +CP1*DTS*1.8/HLVEV

C F2 DENKLEMİNİN HESABI

F2TCD(J)=H3-(HVTEV-HLVEV+X4*HLVEV)

C F1 DENKLEMİNİN HESABI

DEBCDB=DEBCD/0.4536
 F1TCD(J)=DEBR*(HVT2PCD-HVT1PEV)-DEBCDB*CPWB*(T-TCIB)*0.94
 1 +DEBEVB*CPWB*0.97*(TEIB-TEV)

5 J=J+1
 CONTINUE
 RETURN
 END

1 SUBROUTINE NEWRAP1(NR,TCD,TEV,TEIB,TCIB,DEBEV,DEBCD,CPW
 ,DTS,F1TEV,F2TEV)

DIMENSION F1TEV(5),F2TEV(5)

I=0

IF(NR.EQ.22) I=1

IF(NR.EQ.500) I=2

IF(NR.EQ.502) I=3

C KOND. GAZ DEVRESİ İÇİN BAZI BÜYÜKLÜKLERİN HESABI

PCD=PSAT(NR,TCD)
 VG5=SPVOL(NR,TCD,PCD)
 DENSCD=DENSITY(NR,TCD)
 VFCD=1./DENSCD
 HLVCD=ATHEATVP(NR,TCD,PCD,VG5,VFCD)
 HV5=VPENTHALPY(NR,TCD,PCD,VG5)
 H3=HV5-HLVCD
 TEVMIN=TEV-4.
 TEVMAX=TEV+4.

```

J=1
DTSB=DTS*1.8
DO 5,T=TEVMIN,TEVMAX,2
T1=T+DTSB
PEV=PSAT(NR,T)

```

C KOMPRESOR ANALİZİ

```
CALL COMP(NR,T1,PCD,PEV,DEBR,CP1,HVT2PCD,HVT1PEV)
```

C EVAP. BUHARLAŞMA GİZLİ ISISI

```

VG7=SPVOL(NR,T,PEV)
DENSEV=DENSITY(NR,T)
VFEV=1./DENSEV
HLVEV=ATHEATVP(NR,T,PEV,VG7,VFEV)
HVTEV=VPENTHALPY(NR,T,PEV,VG7)

```

C KURULUK DERCESİ

```

DEBEVB=DEBEV/0.4536
CPWB=CPW/4.1868
X4=1.-DEBEVB*CPWB*0.97*(TEIB-T)/(DEBR*HLVEV)
1 +CP1*DTS*1.8/HLVEV

```

C F2 'NİN HESABI

```
F2TEV(J)=H3-(HVTEV-HLVEV+X4*HLVEV)
```

C F1 HESABI

```

DEBCDB=DEBCD/0.4536
F1TEV(J)=DEBR*(HVT2PCD-HVT1PEV)-DEBCDB*CPWB*0.94*(TCD-TCIB)
1 +DEBEVB*CPWB*0.97*(TEIB-T)
J=J+1
5 CONTINUE
RETURN
END

```

FUNCTION PSAT(NR,TF)

```

DIMENSION A(3),B(3),C(3),D(3),E(3),F(3),TFR(3)
DATA A,B,C,D,E,F,TFR / 29.35754453,17.780935,10.644955,
1 -3845.193152,-3422.69717,-3671.153813,
2 -7.86103122,-3.63691,-0.369835,
3 2.1909390E-03,5.0272207E-04,-1.746352E-03,
4 0.445746703,0.4629401,0.8161139,
5 686.1,695.57,654.,
6 459.69,459.67,459.67/
I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2

```

```

IF(NR.EQ.502) I=3
T=TF+TFR(I)
PSAT1=A(I)+B(I)/T+C(I)*ALOG10(T)+D(I)*T
PSAT2=E(I)*((F(I)-T)/T)*ALOG10(F(I)-T)
PSAT=10.**(PSAT1+PSAT2)
RETURN
END

```

FUNCTION SPVOL(NR,TF,PSATUR)

```

DIMENSION R(3),B(3),A2(3),B2(3),C2(3),A3(3),B3(3),C3(3),A4(3),
1 B4(3),C4(3),A5(3),B5(3),C5(3),A6(3),B6(3),C6(3),K(3),
2 ALPHA(3),CPR(3),TC(3),TFR(3)
REAL K
DATA R,B,A2,B2,C2,A3,B3,C3,A4,B4,C4,A5,B5,C5,A6,B6,C6,K,ALPHA/
1 0.124098,0.10805,0.096125,0.002,0.006034229,
2 0.00167,-4.353547,-4.549888,-3.2613344,
3 2.407252E-03,2.308415E-03,2.0576287E-03,-44.066868,
4 -92.90748,-24.24879,-0.017464,0.08660634,0.034866748,
5 7.6789E-05,-3.141665E-05,-8.6791313E-06,1.483763,
6 2.742282,0.33274779,2.310142E-03,-8.726016E-04,
7 -8.5765677E-04,-3.605723E-06,0.,7.0240549E-07,0.,0.,
8 0.022412368,-3.724044E-05,-1.375958E-06,8.8368967E-06,
9 5.355465E-08,9.149570E-10,-7.9168095E-09,-1.845051E-04,
1 -2.102661E-04,-3.7167231E-04,1.363387E08,0.,
2 -3.8257766E07,-1.672612E05,0.,5.5816094E04,0.,0.,
3 1.5378377E09,4.2,5.475,4.2,548.2,0.,609./,CPR/
4 0.,0.,7.E-07/,TC/664.5,681.59,639.56/,TFR/
5 459.69,459.69,459.67/
I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
T=TF+TFR(I)
ES0=EXP(-K(I)*T/TC(I))
ES1=PSATUR
ES2=R(I)*T
ES3=A2(I)+B2(I)*T+C2(I)*ES0
ES4=A3(I)+B3(I)*T+C3(I)*ES0
ES5=A4(I)+B4(I)*T+C4(I)*ES0
ES6=A5(I)+B5(I)*T+C5(I)*ES0
ES7=A6(I)+B6(I)*T+C6(I)*ES0
ES32=2.*ES3
ES43=3.*ES4
ES54=4.*ES5
ES65=5.*ES6

VN=R(I)*T/PSATUR
ITER=0
1 ITER =ITER+1
IF(ITER.GT.100) GO TO 998
V=VN
V2=V**2
V3=V**3

```

```

V4=V**4
V5=V**5
V6=V**6
EMAV=EXP(-ALPHA(I)*(V+B(I)))
GO TO(2,2,3),I
2 F=ES1-ES2/V-ES3/V2-ES4/V3-ES5/V4-ES6/V5-ES7*EMAV
FV=ES2/V2+ES32/V3+ES43/V4+ES54/V5+ES65/V6+ES7*ALPHA(I)*EMAV
GO TO 4
3 EM2AV=EMAV**2
F=ES1-ES2/V-ES3/V2-ES4/V3-ES5/V4-ES6/V5-ES7*EM2AV/(EMAV+CPR(I))
FV=ES2/V2+ES32/V3+ES43/V4+ES54/V5+ES65/V6+ES7*ALPHA(I)*EM2AV*
1 (EMAV+2.*CPR(I))/(EMAV+CPR(I))**2
4 VN=V-F/FV
IF(ABS(ES1-F).GT.1.E-19) GO TO 1
SPVOL=VN+B(I)
RETURN
998 SPVOL=VN+B(I)
RETURN
20 END

```

```

FUNCTION DENSITY(NR,TF)
DIMENSION AL(3),BL(3),CL(3),DL(3),EL(3),FL(3),GL(3),TCR(3),
1 TFR(3)
DATA AL,BL,CL,DL,EL,FL,GL,TCR,TFR/32.76,31.,35.,
1 54.634409,43.562,53.48437,36.74892,74.709,63.86417,
2 -22.2925657,-87.583,-70.08066,20.4732886,56.483,48.47901,
3 0.,0.,0.,0.,0.,0.,664.50,681.59,639.56,
4 459.69,459.69,459.67/
I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
T=TF+TFR(I)
ORT=1.-T/TCR(I)
DENSITY=AL(I)+BL(I)*ORT**(1./3.)+CL(I)*ORT**(2./3.)+DL(I)*ORT+
1 EL(I)*ORT**(4./3.)+FL(I)*ORT**(1./2.)+GL(I)*ORT**2

RETURN
END

```

```

FUNCTION ATHEATVP(NR,TF,PSAT,VG,VF)

```

```

DIMENSION B(3),C(3),D(3),E(3),F(3),TFR(3)

```

```

REAL J,LN10,LOGE

```

```

DATA B,C,D,E,F,TFR/

```

```

1 -3845.193152,-3422.69717,-3671.153813,
2 -7.86103122,-3.63691,-0.369835,
3 2.1909390E-03,5.0272207E-04,-1.746352E-03,
4 0.445746703,0.4629401,0.8161139,
5 686.1,695.57,654.,
6 459.69,459.67,459.67/

```

```

DATA J, LN10, LOGE/0.185053, 2.302585093, 0.4342944819/
I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
T=TF+TFR(I)

HFG=(VG-VF)*PSAT*LN10*(-B(I)/T+C(I)/LN10+D(I)*T-E(I)*
1 (LOGE+F(I)*ALOG10(F(I)-T)/T))*J

ATHEATVP=HFG
RETURN
END

```

C

```
*****
```

FUNCTION VPENTHALPY(NR, TF, P, VG)

```

DIMENSION A2(3), C2(3), A3(3), C3(3), A4(3), C4(3), A5(3), C5(3),
1 A6(3), C6(3), A(3), B(3), C(3), D(3), F(3),
2 K(3), ALPHA(3), CPR(3), TC(3), TFR(3), X(3), BB(3)
REAL J, K, KTDTC
DATA A2, C2, A3, C3, A4, C4, A5, C5, A6, C6, K, ALPHA/

1 -4.353547, -4.549888, -3.2613344, -44.066868, -92.90748,
2 -24.24879, -0.017464, 0.08660634, 0.034866748,
3 1.483763, 2.742282, 0.33274779, 2.310142E-03,
4 -8.726016E-04, -8.5765677E-04, 0., 0., 0.022412368,
5 -3.724044E-05, -1.375958E-06, 8.8368967E-06,
6 -1.845051E-04, -2.102661E-04, -3.7167231E-04,
7 1.363387E08, 0., -3.8257766E07, 0., 0., 1.5378377E09,
8 4.2, 5.475, 4.2, 548.2, 0., 609., CPR/0., 0., 7.E-07/,
9 TC/664.5, 681.59, 639.56/, TFR/459.69, 459.69, 459.67/,
1 A/0.02812836, 0.026803537, 0.020419/, B/2.255408E-04,
2 2.8373408E-04, 2.996802E-04/, C/-6.509607E-08,
3 -9.7167893E-08, -1.409043E-07/, D/0., 0., 2.210861E-11/,
4 F/257.341, 0., 0., X/62.4009, 46.4734, 35.308/, BB/0.002,
5 0.006034229, 0.00167/

DATA J/0.185053/
I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
T=TF+TFR(I)
T2=T**2
T3=T**3
T4=T**4
V=VG-BB(I)
V2=2.*V**2
V3=3.*V**3
V4=4.*V**4
KTDTC=K(I)*T/TC(I)
EKTDTC=EXP(-KTDTC)
EMAV=EXP(-ALPHA(I)*VG)
H1=A(I)*T+B(I)*T2/2.+C(I)*T3/3.+D(I)*T4/4.-F(I)/T
H2=J*P*VG

```

```

H3=A2(I)/V+A3(I)/V2+A4(I)/V3+A5(I)/V4
H4=C2(I)/V+C3(I)/V2+C4(I)/V3+C5(I)/V4
GO TO(4,6,5),I
4   H3=H3+A6(I)/ALPHA(I)*EMAV
    GO TO 6
5   H0=(1./ALPHA(I))*(EMAV-CPR(I)*ALOG(1.+EMAV/CPR(I)))
    H3=H3+A6(I)*H0
    H4=H4-C6(I)*H0
6   HG=H1+H2+J*H3+J*EKTDTTC*(1.+KTDTTC)*H4+X(I)
    VPENTHALPY=HG
    RETURN
    END

```

C

```
*****
```

SUBROUTINE SPHT(NR,TF,VG,CV,CP)

```

DIMENSION R(3),B(3),A2(3),B2(3),C2(3),A3(3),B3(3),C3(3),A4(3),
1   B4(3),C4(3),A5(3),B5(3),C5(3),A6(3),B6(3),C6(3),K(3),
2   ALPHA(3),CPR(3),TC(3),TFR(3),ACV(3),BCV(3),CCV(3),
3   DCV(3),FCV(3)
REAL K
DATA R,B,A2,B2,C2,A3,B3,C3,A4,B4,C4,A5,B5,C5,A6,B6,C6,K,ALPHA/
1   0.124098,0.10805,0.096125,0.002,0.006034229,
2   0.00167,-4.353547,-4.549888,-3.2613344,
3   2.407252E-03,2.308415E-03,2.0576287E-03,-44.066868,
4   -92.90748,-24.24879,-0.017464,0.08660634,0.034866748,
5   7.6789E-05,-3.141665E-05,-8.6791313E-06,1.483763,
6   2.742282,0.33274779,2.310142E-03,-8.726016E-04,
7   -8.5765677E-04,-3.605723E-06,0.,7.0240549E-07,0.,0.,
8   0.022412368,-3.724044E-05,-1.375958E-06,8.8368967E-06,
9   5.355465E-08,9.149570E-10,-7.9168095E-09,-1.845051E-04,
1  -2.102661E-04,-3.7167231E-04,1.363387E08,0.,
2  -3.8257766E07,-1.672612E05,0.,5.5816094E04,0.,0.,
3  1.5378377E09,4.2,5.475,4.2,548.2,0.,609./,CPR/
4  0.,0.,7.E-07/,TC/664.5,681.59,639.56/,TFR/
5  459.69,459.69,459.67/

DATA ACV,BCV,CCV,DCV,FCV/
1  0.02812836,0.026803537,0.020419,2.255408E-04,
2  2.8373408E-04,2.996802E-04,-6.509607E-08,
3  -9.7167893E-08,-1.409043E-07,0.,0.,2.210861E-11,
4  257.341,0.,0./

```

```
I=0
```

```

IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
T=TF+TFR(I)
V1=VG-B(I)
V2=V1*V1
V3=V2*V1
V4=V3*V1
V5=V4*V1
V6=V5*V1

```

```

EKTTC=EXP(-K(I)*T/TC(I))
GO TO(2,1,3),I
1 FDPDV=0.
FDPDT=0.
GO TO 4
2 FDPDV=-ALPHA(I)*EXP(-ALPHA(I)*VG)*(A6(I)+B6(I)*T)
FDPDT=B6(I)*EXP(-ALPHA(I)*VG)
GO TO 4
3 FDPDV=-ALPHA(I)*(EXP(-3.*ALPHA(I)*VG)+2.*CPR(I)*EXP(-2.*
1 ALPHA(I)*VG))/(EXP(-2.*ALPHA(I)*VG)+2.*CPR(I)*EXP(
2 -ALPHA(I)*VG)+CPR(I)**2)*(A6(I)+B6(I)*T+C6(I)*EKTTC)
FDPDT=(B6(I)-K(I)*C6(I)*EKTTC/TC(I))*EXP(-2.*ALPHA(I)*VG)/
1 (EXP(-ALPHA(I)*VG)+CPR(I))

4 DPDV=-R(I)*T/V2-2.*(A2(I)+B2(I)*T+C2(I)*EKTTC)/V3-3.*(A3(I)+
1 B3(I)*T+C3(I)*EKTTC)/V4-4.*(A4(I)+B4(I)*T+C4(I)*EKTTC)/
2 V5-5.*(A5(I)+B5(I)*T+C5(I)*EKTTC)/V6+FDPDV

DPDT=R(I)/V1+(B2(I)-K(I)*C2(I)*EKTTC/TC(I))/V2+(B3(I)-K(I)*
1 C3(I)*EKTTC/TC(I))/V3+(B4(I)-K(I)*C4(I)*EKTTC/TC(I))/V4+
2 (B5(I)-K(I)*C5(I)*EKTTC/TC(I))/V5+FDPDT
GO TO(5,5,10),I
5 FCCV=0.
GO TO 15
10 FCCV=C6(I)*EXP(-ALPHA(I)*VG)/ALPHA(I)-(C6(I)*CPR(I)/ALPHA(I))*
1 ALOG(1.+EXP(-ALPHA(I)*VG)/CPR(I))
15 CV=ACV(I)+BCV(I)*T+CCV(I)*T**2+DCV(I)*T**3+FCV(I)/T**2-
1 (0.185053*K(I)**2*T*EKTTC/TC(I)**2)*(C2(I)/V1+
2 C3(I)/(2.*V2)+C4(I)/(3.*V3)+C5(I)/(4.*V4)+FCCV)

CPP=CV-0.185053*T*DPDT**2/DPDV
CP=CPP
RETURN
END

```

C

```

*****
FUNCTION CPL(NR,TF)

```

```

I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
T=TF
GO TO(1,3,2),I
1 CPL=-1.E-15*T**6+3.E-13*T**5+7.E-11*T**4+2.E-10*T**3+
1 7.E-7*T**2+0.0003*T+0.271
GO TO 4
2 CPL=3.E-15*T**6-4.E-13*T**5-4.E-11*T**4+4.E-9*T**3+7.E-7*T**2+
1 0.0003*T+0.2706
GO TO 4
3 CPL=-1.E-16*T**6+2.E-14*T**5+4.E-12*T**4-3.E-10*T**3+
1 4.E-6*T**2+0.0003*T+0.241

4 RETURN
END

```

C

FUNCTION VPENTROPY(NR,TF,V)

DIMENSION A(3),B(3),C(3),D(3),F(3)

DIMENSION B2(3),B3(3),B4(3),B5(3),C2(3),C3(3),C4(3),

1 C5(3),Y(3),TFR(3),TC(3),K(3),

2 BB(3),R(3),B6(3),C6(3),CUS(3),ALPHA(3)

DATA A/0.02812836,0.026803537,0.020419/,B/2.255408E-04,

1 2.8373408E-04,2.996802E-04/,C/-6.509607E-08,

2 -9.7167893E-08,-1.409043E-07/,D/0.,0.,2.210861E-11/,

3 F/257.341,0.,0./

REAL K,J

DATA B2/2.407252E-3,2.308415E-3,2.0576287E-3/,B3/7.62789E-5,

1 -3.141665E-5,-8.6791313E-6/,

B4/-3.605723E-6,0.,7.0240549E-7/

2 ,B5/5.355465E-8,9.149570E-9,-7.9168095E-9/,

3 B6/-1.672612E5,0.,5.5816094E4/,

4 C2/-44.066868,-92.90748,-28.542156/,C3/1.483763,

5 2.742282,0.33274779/,C4/0.,0.,0.022412368/,C5/-1.845051E-4,

6 -2.102661E-4,3.7167231E-4/,C6/0.,0.,1.5378377E9/,CUS/0.,0.,

7 7E-7/,Y/-0.04533335,-0.09012707564,-0.07444/,

8 ALPHA/548.2,0.,609/,

9 TC/664.5,681.59,639.56/,TFR/459.69,459.69,459.67/,

1 K/4.2,5.475,4.2/,BB/0.002,0.006034229,0.00167/,

2 R/0.124098,0.10805,0.096125/

DATA J/0.185053/

I=0

IF(NR.EQ.22) I=1

IF(NR.EQ.500) I=2

IF(NR.EQ.502) I=3

T=TF+TFR(I)

S1=A(I)*ALOG(T)+B(I)*T+(C(I)*T**2)/2+(D(I)*T**3)/3-

1 F(I)/(2*T**2)

S2=J*R(I)*ALOG(V-BB(I))

PAYDA=V-BB(I)

PAYDA1=2*PAYDA**2

PAYDA2=3*PAYDA**3

PAYDA3=4*PAYDA**4

S3=B2(I)/PAYDA+B3(I)/PAYDA1+B4(I)/PAYDA2+B5(I)/PAYDA3

S4=C2(I)/PAYDA+C3(I)/PAYDA1+C4(I)/PAYDA2+C5(I)/PAYDA3

TTC=K(I)*T/TC(I)

EKTTC=EXP(-TTC)

EMAV=EXP(-ALPHA(I)*V)

GO TO(1,2,3),I

1 S=S1+S2-J*(B6(I)*EMAV/ALPHA(I)+S3)+J*K(I)*EKTTC/TC(I)*(S4+

1 C6(I)*EMAV/ALPHA(I))+Y(I)

GO TO 4


```

2   S=S1+S2-J*S3+J*K(I)*EKTTC*S4/TC(I)+Y(I)
    GO TO 4
3   S=S1+S2-J*(S3+B6(I)/ALPHA(I)*(EMAV-CUS(I)*ALOG(1+EMAV/CUS(I))))+
1   J*K(I)*EKTTC/TC(I)*(S4+C6(I)/ALPHA(I)*(EMAV-CUS(I)*
2   ALOG(1+EMAV/CUS(I))))+Y(I)

4   VPENTROPY=S
    RETURN
    END

```

C *****

SUBROUTINE TEMPER(NR,ST1 V1,PCDD,T2EST,V2EST,T2,V2)

C BU SUB IZENTROPIK SIKISTIRMA DURUMUNU ANALIZ EDER
C BU PROGRAM EMME NOKTASINDAKI ENTROPI VE DISCHARGE
C NOKTASINDAKI BASINCIN BILINMESI DURUMUNDA IZENTROPIK
C SIKIŞTIRMA SONU SICAKLIĞI VE ÖZGÜL HACMİNİ, ENTROPI VE DURUM
C DENKLEMLERİNİ NEWTON-RAPHSON ITERASYONU İLE ÇÖZEREK HESAPLAR
C

DIMENSION A(3),B(3),C(3),D(3),F(3)

```

1   DIMENSION B2(3),B3(3),B4(3),B5(3),B6(3),C2(3),C3(3),C4(3),
    C5(3),C6(3),CUS(3),ALPHA(3),Y(3),TFR(3),TC(3),K(3),
2   BB(3),R(3),A2(3),A3(3),A4(3),A5(3),A6(3)

```

```

1   DATA A/0.02812836,0.026803537,0.020419/,B/2.255408E-04,
    2.8373408E-04,2.996802E-04/,C/-6.509607E-08,
2   -9.7167893E-08,-1.409043E-07/,D/0.,0.,2.210861E-11/,
3   F/257.341,0.,0./

```

REAL K,J

```

1   DATA B2/2.407252E-3,2.308415E-3,2.0576287E-3/,B3/7.62789E-5,
    -3.141665E-5,-8.6791313E-6/,B4/-3.605723E-6,0.,7.0240549E-7/
2   ,B5/5.355465E-8,9.149570E-9,-7.9168095E-9/,
3   B6/-1.672612E5,0.,5.5816094E4/,
4   C2/-44.066868,-92.90748,-28.542156/,C3/1.483763,
5   2.742282,0.33274779/,C4/0.,0.,0.022412368/,C5/-1.845051E-4,
6   -2.102661E-4,3.7167231E-4/,C6/0.,0.,1.5378377E9/,CUS/0.,0.,
7   7E-7/,ALPHA/548.2,0.,609/,Y/-0.04533335,-0.09012707564,
8   -0.07444/,TC/664.5,681.59,639.56/,TFR/459.69,459.69,459.67/,
9   K/4.2,5.475,4.2/,BB/0.002,0.006034229,0.00167/,
1  R/0.124098,0.10805,0.096125/,A2/-4.353547,-4.549888,
2  -3.2613344/,A3/-0.017464,0.08660634,0.034866748/,
3  A4/2.310142E-03,-8.726016E-04,-8.5765677E-04/,
4  A5/-3.724044E-05,-1.375958E-06,8.8368967E-06/,
5  A6/1.363387E08,0.,-3.8257766E07/

```

DATA J/0.185053/

```

I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3

```

```

TEMP=T2EST+TFR(I)
ITER=0
V=V2EST
1 ITER=ITER+1
  TEM=TEMP

  V=V2EST

  S1=A(I)*ALOG(TEM)+B(I)*TEM+(C(I)*TEM**2)/2+(D(I)*TEM**3)/3-
1 F(I)/(2*TEM**2)
  S2=J*R(I)*ALOG(V-BB(I))
  PAYDA=V-BB(I)
  PAYDA1=2*PAYDA**2
  PAYDA2=3*PAYDA**3
  PAYDA3=4*PAYDA**4
  S3=B2(I)/PAYDA+B3(I)/PAYDA1+B4(I)/PAYDA2+B5(I)/PAYDA3
  S4=C2(I)/PAYDA+C3(I)/PAYDA1+C4(I)/PAYDA2+C5(I)/PAYDA3
  EMAV=EXP(-ALPHA(I)*V)
  TTC=K(I)*TEM/TC(I)
  EKTTC=EXP(-TTC)

  GO TO(5,6,7),I
5 S=S1+S2-J*(B6(I)*EMAV/ALPHA(I)+S3)+J*K(I)*EKTTC/TC(I)*(S4+
1 C6(I)*EMAV/ALPHA(I))+Y(I)
  F1=S-ST1V1
  GO TO 8
6 F1=S1+S2-J*S3+J*K(I)*EKTTC*S4/TC(I)+Y(I)-ST1V1
  GO TO 8
7 F1=S1+S2-J*(S3+B6(I)/ALPHA(I)*(EMAV-CUS(I)*ALOG(1+EMAV/CUS(I))))+
1 J*K(I)*EKTTC/TC(I)*(S4+C6(I)/ALPHA(I)*(EMAV-CUS(I)*
2 ALOG(1+EMAV/CUS(I))))+Y(I)-ST1V1

8 DF1DV1=J*R(I)/(V-BB(I))
  DF1DV2=B2(I)/PAYDA**2+B3(I)/PAYDA**3+B4(I)/PAYDA**4+
1 B5(I)/PAYDA**5

  DF1DV3=C2(I)/PAYDA**2+C3(I)/PAYDA**3+C4(I)/PAYDA**4+
1 C5(I)/PAYDA**5

  GO TO(10,11,12),I

10 DF1DV=DF1DV1+J*(DF1DV2+B6(I)*EMAV)-J*EKTTC*K(I)/TC(I)*
1 (DF1DV3+C6(I)*EMAV)
  GO TO 14

11 DF1DV=DF1DV1+J*(DF1DV2+B6(I)-EKTTC*K(I)/TC(I)*(DF1DV3+C6(I)))
  GO TO 14

12 DF1DV=DF1DV1+J*(DF1DV2+B6(I)*EMAV-B6(I)*CUS(I)/
1 (1.+EMAV/CUS(I)))-J*EKTTC*K(I)/TC(I)*(DF1DV3+C6(I)*EMAV-
2 C6(I)*CUS(I)/(1.+EMAV/CUS(I)))

14 DF1DT1=A(I)/TEM+B(I)+C(I)*TEM+D(I)*TEM**2+F(I)/TEM**3
  GO TO(15,16,17),I

```

```

15  DF1DT=DF1DT1-J*(K(I)**2/TC(I)**2)*EKTTC*(S4+C6(I)*
1  EMAV/ALPHA(I))
   GO TO 18

16  DF1DT=DF1DT1-J*(K(I)**2/TC(I)**2)*EKTTC*S4
   GO TO 18

17  DF1DT=DF1DT1-J*(K(I)**2/TC(I)**2)*EKTTC*(S4+C6(I)*
1  EMAV/ALPHA(I)-C6(I)*CUS(I)/ALPHA(I)*
2  ALOG(1.+EMAV/CUS(I)))

18  F2PAY1=A2(I)+B2(I)*TEM+C2(I)*EKTTC
   F2PAY2=A3(I)+B3(I)*TEM+C3(I)*EKTTC
   F2PAY3=A4(I)+B4(I)*TEM+C4(I)*EKTTC
   F2PAY4=A5(I)+B5(I)*TEM+C5(I)*EKTTC
   F2PAY5=A6(I)+B6(I)*TEM+C6(I)*EKTTC
   F2PAYDA1=V-BB(I)
   F2PAYDA2=F2PAYDA1**2
   F2PAYDA3=F2PAYDA1**3
   F2PAYDA4=F2PAYDA1**4
   F2PAYDA5=F2PAYDA1**5

   GO TO(19,20,21),I
19  F2=R(I)*TEM/F2PAYDA1+F2PAY1/F2PAYDA2+F2PAY2/F2PAYDA3+
1  F2PAY3/F2PAYDA4+F2PAY4/F2PAYDA5+F2PAY5*EMAV-PCDD
   GO TO 22
20  F2=R(I)*TEM/F2PAYDA1+F2PAY1/F2PAYDA2+F2PAY2/F2PAYDA3+
1  F2PAY3/F2PAYDA4+F2PAY4/F2PAYDA5+F2PAY5-PCDD
   GO TO 22
21  F2=R(I)*TEM/F2PAYDA1+F2PAY1/F2PAYDA2+F2PAY2/F2PAYDA3+
1  F2PAY3/F2PAYDA4+F2PAY4/F2PAYDA5+F2PAY5*EMAV/
2  (1.+EMAV/CUS(I))-PCDD

22  V1=V-BB(I)
   V2=V1*V1
   V3=V2*V1
   V4=V3*V1
   V5=V4*V1
   V6=V5*V1

   GO TO(23,24,25),I
24  FDF2DV=0.
   FDF2DT=0.
   GO TO 26
23  FDF2DV=-ALPHA(I)*EXP(-ALPHA(I)*V)*(A6(I)+B6(I)*TEM)
   FDF2DT=B6(I)*EXP(-ALPHA(I)*V)
   GO TO 26
25  FDF2DV=-ALPHA(I)*(EXP(-3.*ALPHA(I)*V)+2.*CUS(I)*EXP(-2.*
1  ALPHA(I)*V))/(EXP(-2.*ALPHA(I)*V)+2.*CUS(I)*EXP(
2  -ALPHA(I)*V)+CUS(I)**2))*(A6(I)+B6(I)*TEM+C6(I)*EKTTC)
   FDF2DT=(B6(I)-K(I)*C6(I)*EKTTC/TC(I))*EXP(-2.*ALPHA(I)*V)/
1  (EXP(-ALPHA(I)*V)+CUS(I))

26  DF2DV=-R(I)*TEM/V2-2.*(A2(I)+B2(I)*TEM+C2(I)*EKTTC)/V3-3.*(A3(I)+
1  B3(I)*TEM+C3(I)*EKTTC)/V4-4.*(A4(I)+B4(I)*TEM+C4(I)*EKTTC)/
2  V5-5.*(A5(I)+B5(I)*TEM+C5(I)*EKTTC)/V6+FDF2DV

```

```

      DF2DT=R(I)/V1+(B2(I)-K(I)*C2(I)*EKTTC/TC(I))/V2+(B3(I)-K(I)*
1  C3(I)*EKTTC/TC(I))/V3+(B4(I)-K(I)*C4(I)*EKTTC/TC(I))/V4+
2  (B5(I)-K(I)*C5(I)*EKTTC/TC(I))/V5+DF2DT

```

```

      DT=(F1-DF1DV*F2/DF2DV)/(DF1DT-DF1DV*DF2DT/DF2DV)
      DV=(F1-DF1DT*DT)/DF1DV
      TEMP=TEM-DT
      V2EST=V-DV
      IF(ITER.GT.200) GO TO 29
      IF(ABS(F1).LT.0.0001.AND.ABS(F2).LT.0.001) GO TO 28

```

```

      GO TO 1
28  T2=TEM-459.69
      V2=V
      RETURN
29  T2=TEMP-459.69
      V2=V2EST

```

```

      PRINT 30
30  FORMAT(2X,'YAKINSAMA YOK')
      RETURN
      END

```

C

```

*****

```

```

FUNCTION TSAT(NR,PSAT)

```

```

      DIMENSION AVP(3),BVP(3),CVP(3),DVP(3),EVP(3),FVP(3),TFR(3)
      DIMENSION A(3),B(3)
      DATA AVP,BVP,CVP,DVP,EVP,FVP,TFR/29.35754453,17.780935,10.644955,
1  -3845.193152,-3422.69717,-3671.153813,
2  -7.86103122,-3.63691,-0.369835,
3  2.1909390E-03,5.0272207E-04,-1.746352E-03,
4  0.445746703,0.4629401,0.8161139,
5  686.1,695.57,654.,
6  459.69,459.67,459.67/

```

```

      DATA A,B/120.,120.,117.,388.,312.,388./

```

```

      DATA LE10/2.302585093/

```

```

      I=0

```

```

      IF(NR.EQ.22) I=1

```

```

      IF(NR.EQ.500) I=2

```

```

      IF(NR.EQ.502) I=3

```

```

      IF(PSAT.LE.0.0) GO TO 999

```

```

      PLOG=ALOG10(PSAT)

```

```

      TR=A(I)*PLOG+B(I)

```

```

      ITER=0

```

```

1  TR0=TR
      ITER=ITER+1
      IF(ITER.GT.30) GO TO 998
      C=ALOG10(ABS(FVP(I)-TR0))

```

```

F=AVP(I)+BVP(I)/TR0+CVP(I)*ALOG10(TR0)+DVP(I)*TR0+EVP(I)*((FVP(I)
1 -TR0)/TR0)*C-PLOG

```

```

FP=-BVP(I)/TR0**2+CVP(I)/(LE10*TR0)+DVP(I)-EVP(I)*(1./(LE10*TR0)+
1 FVP(I)*C/TR0**2)
TR=TR0-F/FP
IF(ABS(TR-TR0).GT..01) GO TO 1
TSAT=TR-TFR(I)
RETURN
998 TSAT=TR-TFR(I)
RETURN
999 TSAT=0
RETURN
END

```

C

```

*****

```

```

SUBROUTINE SUCTIONPROP (NR,T1,V1,H,P,T,V)

```

```

DIMENSION A(3),B(3),C(3),D(3),F(3)

```

```

DIMENSION B2(3),B3(3),B4(3),B5(3),B6(3),C2(3),C3(3),C4(3),
1 C5(3),C6(3),CUS(3),ALPHA(3),TFR(3),TC(3),K(3),
2 BB(3),R(3),A2(3),A3(3),A4(3),A5(3),A6(3),X(3)

```

```

DATA A/0.02812836,0.026803537,0.020419/,B/2.255408E-04,
1 2.8373408E-04,2.996802E-04/,C/-6.509607E-08,
2 -9.7167893E-08,-1.409043E-07/,D/0.,0.,2.210861E-11/,
3 F/257.341,0.,0./

```

```

REAL K,J,KTDTC

```

```

DATA B2/2.407252E-3,2.308415E-3,2.0576287E-3/,B3/7.62789E-5,
1 -3.141665E-5,-8.6791313E-6/,B4/-3.605723E-6,0.,7.0240549E-7/
2 ,B5/5.355465E-8,9.149570E-9,-7.9168095E-9/,
3 B6/-1.672612E5,0.,5.5816094E4/,
4 C2/-44.066868,-92.90748,-28.542156/,C3/1.483763,
5 2.742282,0.33274779/,C4/0.,0.,0.022412368/,C5/-1.845051E-4,
6 -2.102661E-4,3.7167231E-4/,C6/0.,0.,1.5378377E9/,CUS/0.,0.,
7 7E-7/,ALPHA/548.2,0.,609/,
8 TC/664.5,681.59,639.56/,TFR/459.69,459.69,459.67/,
9 K/4.2,5.475,4.2/,BB/0.002,0.006034229,0.00167/,
1 R/0.124098,0.10805,0.096125/,A2/-4.353547,-4.549888,
2 -3.2613344/,A3/-0.017464,0.08660634,0.034866748/,
3 A4/2.310142E-03,-8.726016E-04,-8.5765677E-04/,
4 A5/-3.724044E-05,-1.375958E-06,8.8368967E-06/,
5 A6/1.363387E08,0.,-3.8257766E07/,X/62.4009,46.4734,35.308/

```

```

DATA J/0.185053/

```

```

I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3

```

```

ITER=0
V=V1
T=T1+TFR(I)
C ITERASYONA BAŞLA
1 ITER=ITER+1

T2=T**2
T3=T**3
T4=T**4
V1=V-BB(I)
V2=2.*V1**2
V3=3.*V1**3
V4=4.*V1**4
KTDTTC=K(I)*T/TC(I)
EKTDTC=EXP(-KTDTTC)
EMAV=EXP(-ALPHA(I)*V)
H1=A(I)*T+B(I)*T2/2.+C(I)*T3/3.+D(I)*T4/4.-F(I)/T
H2=J*P*V
H3=A2(I)/V1+A3(I)/V2+A4(I)/V3+A5(I)/V4
H4=C2(I)/V1+C3(I)/V2+C4(I)/V3+C5(I)/V4
GO TO(4,6,5),I
4 H3=H3+A6(I)/ALPHA(I)*EMAV
GO TO 6
5 H0=(1./ALPHA(I))*(EMAV-CUS(I)*ALOG(1.+EMAV/CUS(I)))
H3=H3+A6(I)*H0
H4=H4-C6(I)*H0
6 HG=H1+H2+J*H3+J*EKTDTC*(1.+KTDTTC)*H4+X(I)

F1=HG-H
8 DF1DV1=J*P
DF1DV2=A2(I)/V1**2+A3(I)/V1**3+A4(I)/V1**4+
1 A5(I)/V1**5
DF1DV3=C2(I)/V1**2+C3(I)/V1**3+C4(I)/V1**4+
1 C5(I)/V1**5
DF1DV4=J*EKTDTC*(1.+KTDTTC)
GO TO(10,11,12),I
10 DF1DV=DF1DV1-J*(DF1DV2+A6(I)*EMAV)-DF1DV4*
1 (DF1DV3+C6(I)*EMAV)
GO TO 14
11 DF1DV=DF1DV1-J*(DF1DV2+A6(I))-DF1DV4*(DF1DV3+C6(I))
GO TO 14
12 DF1DV=DF1DV1-J*(DF1DV2+A6(I)*EMAV-A6(I)*CUS(I)/
1 (1.+EMAV/CUS(I)))-DF1DV4*(DF1DV3+C6(I)*EMAV-
2 C6(I)*CUS(I)/(1.+EMAV/CUS(I)))
14 DF1DT1=A(I)+B(I)*T+C(I)*T2+D(I)*T3+F(I)/T2
DF1DT2=J*(K(I)/TC(I))*KTDTTC*EKTDTC
GO TO(15,16,17),I
15 DF1DT=DF1DT1-DF1DT2*(H4+C6(I)*EMAV/ALPHA(I))
GO TO 18
16 DF1DT=DF1DT1-DF1DT2*H4
GO TO 18
17 DF1DT=DF1DT1-DF1DT2*(H4+C6(I)*EMAV/ALPHA(I)-
1 C6(I)*CUS(I)/ALPHA(I)*ALOG(1.+EMAV/CUS(I)))

18 F2PAY1=A2(I)+B2(I)*T+C2(I)*EKTDTC
F2PAY2=A3(I)+B3(I)*T+C3(I)*EKTDTC
F2PAY3=A4(I)+B4(I)*T+C4(I)*EKTDTC

```

```

F2PAY4=A5(I)+B5(I)*T+C5(I)*EKTDTTC
F2PAY5=A6(I)+B6(I)*T+C6(I)*EKTDTTC
F2PAYDA1=V-BB(I)
F2PAYDA2=F2PAYDA1**2
F2PAYDA3=F2PAYDA1**3
F2PAYDA4=F2PAYDA1**4
F2PAYDA5=F2PAYDA1**5

GO TO(19,20,21),I
19 F2=R(I)*T/F2PAYDA1+F2PAY1/F2PAYDA2+F2PAY2/F2PAYDA3+
1 F2PAY3/F2PAYDA4+F2PAY4/F2PAYDA5+F2PAY5*EMAV-P
GO TO 22
20 F2=R(I)*T/F2PAYDA1+F2PAY1/F2PAYDA2+F2PAY2/F2PAYDA3+
1 F2PAY3/F2PAYDA4+F2PAY4/F2PAYDA5+F2PAY5-P
GO TO 22
21 F2=R(I)*T/F2PAYDA1+F2PAY1/F2PAYDA2+F2PAY2/F2PAYDA3+
1 F2PAY3/F2PAYDA4+F2PAY4/F2PAYDA5+F2PAY5*EMAV/
2 (1.+EMAV/CUS(I))-P

22 GO TO(23,24,25),I
24 FDF2DV=0.
FDF2DT=0.
GO TO 26
23 FDF2DV=-ALPHA(I)*EXP(-ALPHA(I)*V)*(A6(I)+B6(I)*T)
FDF2DT=B6(I)*EXP(-ALPHA(I)*V)
GO TO 26
25 FDF2DV=-(ALPHA(I)*(EXP(-3.*ALPHA(I)*V)+2.*CUS(I)*EXP(-2.*
1 ALPHA(I)*V))/(EXP(-2.*ALPHA(I)*V)+2.*CUS(I)*EXP(
2 -ALPHA(I)*V)+CUS(I)**2))*(A6(I)+B6(I)*T+C6(I)*EKTDTTC)
FDF2DT=(B6(I)-K(I)*C6(I)*EKTDTTC/TC(I))*EXP(-2.*ALPHA(I)*V)/
1 (EXP(-ALPHA(I)*V)+CUS(I))

26 DF2DV=-R(I)*T/V1**2-2.*(A2(I)+B2(I)*T+C2(I)*EKTDTTC)/V1**3-
1 3.*(A3(I)+B3(I)*T+C3(I)*EKTDTTC)/V1**4
2 -4.*(A4(I)+B4(I)*T+C4(I)*EKTDTTC)/
3 V1**5-5.*(A5(I)+B5(I)*T+C5(I)*EKTDTTC)/V1**6+FDF2DV

DF2DT=R(I)/V1+(B2(I)-K(I)*C2(I)*EKTDTTC/TC(I))/V1**2+(B3(I)-K(I)*
1 C3(I)*EKTDTTC/TC(I))/V1**3+(B4(I)-K(I)*C4(I)*EKTDTTC/TC(I))/
2 V1**4+(B5(I)-K(I)*C5(I)*EKTDTTC/TC(I))/V1**5+FDF2DT

DT=(F1-DF1DV*F2/DF2DV)/(DF1DT-DF1DV*DF2DT/DF2DV)
DV=(F1-DF1DT*DT)/DF1DV
TNEW=T-DT
VNEW=V-DV
IF(ITER.GT.200) GO TO 29
IF(ABS(DT).LT.0.0001.AND.ABS(DV).LT.0.001) GO TO 28
T=TNEW
V=VNEW
GO TO 1
28 T=TNEW-459.69
V=VNEW
RETURN
29 T=TNEW-459.69
V=VNEW
PRINT 30
30 FORMAT(2X,'YAKINSAMIYOR ')

```

RETURN
END

C *****
SUBROUTINE COMP(NR,T1F,PCDB,PEVB,DEBREF,CP1,H2DISC,HSUC)

C KOMPRESOR İÇİN ÇEŞİTLİ DATA
C VC: 'STROK HACMI' [m³]
C W: 'KOMPRESÖR HIZI' [1/s]
C C: 'ÖLÜ HACİM ORANI'
C ETAIZENT:'İZENTROPİK VERİM'

DATA VC,W,VERIM,C,ETAISENT /1.2164295E-3,303.63,0.74,0.032,0.8, /

V1B=SPVOL(NR,T1F,PEVB)
H1B=VPENTHALPY(NR,T1F,PEVB,V1B)
PSUC=PEVB
PDISC=PCDB
HSUC=H1B
ITER=0
3 ITER =ITER+1
CALL SUCTIONPROP(NR,T1F,V1B,HSUC,PSUC,TSUC,VSUC)
SSUC=VPENTROPY(NR,TSUC,VSUC)
CALL SPHT(NR,TSUC,VSUC,CV1,CP1)
GAMMA=CP1/CV1
US=1./GAMMA
T2EST=TSUC*(PCDB/PEVB)**US
V2EST=SPVOL(NR,T2EST,PCDB)
CALL TEMPER(NR,SSUC,PDISC,T2EST,V2EST,T2FISEN,V2BISEN)
H2ISEN=VPENTHALPY(NR,T2FISEN,PCDB,V2BISEN)
H2DISC=HSUC+(H2ISEN-HSUC)/ETAISENT
ETAV=CF*(1.+C*(1.-(PCDB/PEVB)**US))
DEBREF=VC*W*ETAV/(VSUC*2.*3.14)
WREF=DEBREF*(H2DISC-HSUC)
WCM=WREF/VERIM
QCOOL=(1.-VERIM)*WCM
QCAN=0.9*(1.-VERIM)*WCM
QHILO=0.03*WCM
HSUCNEW=H1B+(QHILO+QCOOL-QCAN)/DEBREF
IF(ABS(HSUCNEW-HSUC).LT.0.0001) GO TO 4
IF(ITER.GT.30) GO TO 990
HSUC=HSUCNEW
GO TO 3
4 H2B=H2DISC-QHILO/DEBREF
RETURN
990 PRINT 991
991 FORMAT(2X,'YAKINSAMA YOK ')

RETURN
END

C *****

**SUBROUTINE COMP2(NR,T1F,PCDB,PEVB,DEBREF,CP1,CP2,T2F,T2EST,T2FISEN
1, V2B,V1B,H2B,H1B,ETA,V,WREF,WCM,QHILO,QCAN,QCOOL)**

```

C      KOMPRESOR İÇİN ÇEŞİTLİ DATA
      DATA VC,W,VERIM,C,ETAISENT /1.2164295E-3,303.63,0.74,0.032,0.8,/
      V1B=SPVOL(NR,T1F,PEVB)
      H1B=VPENTHALPY(NR,T1F,PEVB,V1B)
      PSUC=PEVB
      PDISC=PCDB
      HSUC=H1B
      ITER=0
3     ITER =ITER+1
      CALL SUCTIONPROP(NR,T1F,V1B,HSUC,PSUC,TSUC,VSUC)
      SSUC=VPENTROPY(NR,TSUC,VSUC)
      CALL SPHT(NR,TSUC,VSUC,CV1,CP1)
      GAMMA=CP1/CV1
      US=1/GAMMA
      T2EST=TSUC*(PCDB/PEVB)**US
      V2EST=SPVOL(NR,T2EST,PCDB)
      CALL TEMPER(NR,SSUC,PDISC,T2EST,V2EST,T2FISEN,V2BISEN)
      H2ISEN=VPENTHALPY(NR,T2FISEN,PCDB,V2BISEN)
      H2DISC=HSUC+(H2ISEN-HSUC)/ETAISENT
      ETAV=CF*(1.+C*(1.-(PCDB/PEVB)**US))
      DEBREF=VC*W*ETAV/(VSUC*2.*3.14)
      WREF=DEBREF*(H2DISC-HSUC)
      WCM=WREF/VERIM
      QCOOL=(1.-VERIM)*WCM
      QCAN=0.9*(1.-VERIM)*WCM
      QHILO=0.03*WCM
      HSUCNEW=H1B+(QHILO+QCOOL-QCAN)/DEBREF
      IF(ABS(HSUCNEW-HSUC).LT.0.0001) GO TO 4
      IF(ITER.GT.30) GO TO 990
      HSUC=HSUCNEW
      GO TO 3

4     H2B=H2DISC-QHILO/DEBREF

      CALL SUCTIONPROP(NR,T2FISEN,V2BISEN,H2B,PCDB,T2F,V2B)
      CALL SPHT(NR,T2F,V2B,CV2,CP2)
      RETURN
990  PRINT 991
991  FORMAT(2X,'YAKINSAMA YOK ')

      RETURN
      END

```

C *****

A.18. DeneY Sonuçlarının Analiz Eden Program

C **BU PROGRAM DENEY SONUÇLARINI ANALİZ EDER.**

C **INPUT:**

C PCD: KONDENSER BASINCI (BAR)
 C PSUC: KOMPRESÖR EMİŞ BASINCI (BAR)
 C TEV: EVAPORATÖR GAZ GİRİŞ SICAKLIĞI (C)
 C T1: KOMPRESÖR GAZ GİRİŞ SICAKLIĞI (C)
 C T2: KOMPRESÖR GAZ ÇIKIŞ SICAKLIĞI (C)
 C AMPERK : KOMPRESÖR AKIMI
 C TCWI: KONDENSER SU GİRİŞ SICAKLIĞI (C)
 C TCWO: KONDENSER SU ÇIKIŞ SICAKLIĞI (C)
 C DEBICD: KONDENSER SU DEBİSİ (l/h)
 C TEVWI:EVAPORATÖR SU GİRİŞ SICAKLIĞI (C)
 C TEVWO: EVAPORATÖR SU ÇIKIŞ SICAKLIĞI (C)
 C DEBIEV: EVAPORATÖR SU DEBİSİ (l/h)
 C TEXCI: JEOTERMAL SU GİRİŞ SICAKLIĞI (C)
 C TEXCO: JEOTERMAL SU ÇIKIŞ SICAKLIĞI (C)
 C DEBEXC: JEOTERMAL SU DEBİSİ (l/h)
 C AMPERP: POMPA AKIMI (TOPLAM)
 C VOLT3F: 3-FAZ VOLTAJ
 C VOLT2F: MONOFAZ VOLTAJ

C **OUTPUT:**

C TCDC: KONDENZASYON SICAKLIĞI (°C)
 C DEBREF: REFRİGERANT DEBİSİ (kg/s)
 C ETAV: VOLÜMETRİK VERİM
 C X4: QUALITY
 C QCDREF2: KONDENSER GAZ DEVRESİ ISI YÜKÜ (kW)
 C QEVREF: EVAPORATÖR GAZ DEVRESİ ISI YÜKÜ (kW)
 C QCDW: KONSER SU DEVRESİ ISI YÜKÜ (kW)
 C QEVW: EVAPORATÖR SU DEVERSİ ISI YÜKÜ (kW)
 C QGW: JEOTERMAL SU DEVRESİ ISI YÜKÜ (kW)
 C Wra: SIKIŞTIRMA İŞİ (kW)
 C Wcma: KOMPRESÖR GÜCÜ (kW)
 C COP : PERFORMANS KATSAYISI

DIMENSION FACTOR(3)
 DATA FACTOR/19.55,17.57137,18.15078/

C **KOMPRESOR İÇİN ÇEŞİTLİ DATA**
 DATA VC,W,VERİM/34.45E-6,303.63,0.8/
 PRINT 1
 1 FORMAT(1X,'SOĞUTKAN NUMARASI GİRİNİZ?')
 READ*,NR

C **DENEYSSEL VERİLERİN OKUNMASI**
 OPEN(3,FILE='GERDAT2',STATUS='OLD')

DO K=1,6
 READ(3,10)PCD,PSUC,TEV,T1,T2,AMPERK,TCWI,TCWO,DEBICD,TEVWI,
 I TEVWO,DEBIEV,TEXCI,TEXCO,DEBEXC,AMPERP,VOLT3F,VOLT2F
 I=0

IF(NR.EQ.22) I=1
 IF(NR.EQ.500) I=2
 IF(NR.EQ.502) I=3

C KONDENZASYON SICAKLIK HESABI

DTS=T1-TEV
 TEVF=TEV*1.8+32.
 PEVB=PSAT(NR,TEVF)
 PCDB=PCD/0.0689476
 TCDF=TSAT(NR,PCDB)
 TCD=(TCDF-32.)/1.8
 PEV=PEVB*0.0689476

C KOMPRESOR EMİŞ NOKTASINDA REFRİGERANTIN TERMODİNAMİK ÖZELİKLERİ

T1F=T1*1.8+32.
 PSUCB=PSUC/0.0689476
 V1B=SPVOL(NR,T1F,PSUCB)
 H1B=VPENTHALPY(NR,T1F,PSUCB,V1B)
 CALL SPHT(NR,T1F,V1B,CV1,CP1)
 CP1S=CP1*4.18

C KOMP. ÇIKIŞ NOKTASINDA REFRİGERANIN DURUMU

T2F=T2*1.8+32.
 V2B=SPVOL(NR,T2F,PCDB)
 H2B=VPENTHALPY(NR,T2F,PCDB,V2B)
 CALL SPHT(NR,TCDF,V2B,CV2,CP2)
 CP2S=CP2*4.18

C REFRİGERANT DEBİSİ

Wcma=AMPERK*VOLT3F*1.732050808*0.8/1000.
 Wra=Wcma*VERIM
 V1S=V1B*0.062427961
 H1S=2.326*(H1B-FACTOR(I))+200.
 H2S=2.326*(H2B-FACTOR(I))+200.
 DEBREF=Wra/(H2S-H1S)
 ETAV=DEBREF*V1S*2.*3.14/(VC*W)

C KONDENSER ANALİZİ

VGCD=SPVOL(NR,TCDF,PCDB)
 HGCDB=VPENTHALPY(NR,TCDF,PCDB,VGCD)
 DENS CD=DENSITY(NR,TCDF)
 VFCDB=1./DENS CD
 HFGCDB=ATHEATVP(NR,TCDF,PCDB,VGCD,VFCDB)
 HFGCDS=HFGCDB*2.326
 H3B=HGCDB-HFGCDB
 H3S=2.326*(H3B-FACTOR(I))+200.
 QCDREF=DEBREF*(H2S-H3S)
 QCDREF2=DEBREF*(CP2S*(T2-TCD)+HFGCDS)

C EVAPORATOR ANALİZİ

```

VGEVB=SPVOL(NR,TEVF,PEVB)
HGEVB=VPENTHALPY(NR,TEVF,PEVB,VGEVB)
DENSEV=DENSITY(NR,TEVF)
VFEVB=1./DENSEV
HFGEVB=ATHEATVP(NR,TEVF,PEVB,VGEVB,VFEVB)
HFGEVS=HFGEVB*2.326
HGEVS=2.36*(HGEVB-FACTOR(I))+200.
DEBEVW=DEBIEV/3600.
QE VW=4.18*DEBEVW*(TEVWI-TEVWO)
X4=1.-QE VW*0.95/(DEBREF*HFGEVS)+CP1S*DTS/HFGEVS
QE VREF=DEBREF*((1-X4)*HFGEVS+(H1S-HGEVS))

```

C **SICAKLIK BİRİM DÖNÜŞÜMÜ**
TCDC=(TCDF-32.)/1.8

C **SU DEVRELERİ ISI YÜKÜ HESABI**
DEBCDW=DEBICD/3600.
DEBGW=DEBEXC/3600.
QCDW=4.18*DEBCDW*(TCWO-TCWI)
QGW=DEBGW*4.18*(TEXCI-TEXCO)

C **PERFORMNAS HESABI**
PPOMP=AMPERP*VOLT2F/1000.
COP=QCDW/(Wcma+PPOMP)

C **SONUÇLARIN DATA KÜTÜĞÜNE YAZILMASI**
OPEN(4,FILE='GERCVSNC2',STATUS='OLD')
WRITE(4,15)TCDC,DEBREF,ETAV,X4,QCDREF2,QE VREF,
1QCDW,QE VW,QGW,Wra,Wcma,COP,DEBEXC
END DO
10 FORMAT(F4.1,1X,F3.1,1X,F4.1,1X,F4.1,1X,F5.1,1X,F4.2,1X,F4.1,
1 1X,F4.1,1X,F6.1,1X,F4.1,1X,F4.1,1X,F6.1,1X,F4.1,1X,
2 F6.1,1X,F4.2,1X,F5.1,1X,F5.1/)
15 FORMAT(F4.1,2X,F6.4,2X,F5.3,2X,F4.2,2X,F5.2,2X,F5.2,2X,
1F5.2,2X,F5.2,2X,F5.2,2X,F4.2,2X,F4.2,2X,F3.1,2X,F6.1)

END

C *****
FUNCTION PSAT(NR,TF)

DIMENSION A(3),B(3),C(3),D(3),E(3),F(3),TFR(3)
DATA A,B,C,D,E,F,TFR/29.35754453,17.780935,10.644955,
1 -3845.193152,-3422.69717,-3671.153813,
2 -7.86103122,-3.63691,-0.369835,
3 2.1909390E-03,5.0272207E-04,-1.746352E-03,
4 0.445746703,0.4629401,0.8161139,
5 686.1,695.57,654.,
6 459.69,459.67,459.67/
I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
T=TF+TFR(I)
PSAT1=A(I)+B(I)/T+C(I)*ALOG10(T)+D(I)*T
PSAT2=E(I)*((F(I)-T)/T)*ALOG10(F(I)-T)

```
PSAT=10.**(PSAT1+PSAT2)
```

```
RETURN
END
```

C

```
*****
```

```
FUNCTION SPVOL(NR,TF,PSATUR)
```

```
DIMENSION R(3),B(3),A2(3),B2(3),C2(3),A3(3),B3(3),C3(3),A4(3),
```

```
1 B4(3),C4(3),A5(3),B5(3),C5(3),A6(3),B6(3),C6(3),K(3),
```

```
2 ALPHA(3),CPR(3),TC(3),TFR(3)
```

```
REAL K
```

```
DATA R,B,A2,B2,C2,A3,B3,C3,A4,B4,C4,A5,B5,C5,A6,B6,C6,K,ALPHA/
```

```
1 0.124098,0.10805,0.096125,0.002,0.006034229,
```

```
2 0.00167,-4.353547,-4.549888,-3.2613344,
```

```
3 2.407252E-03,2.308415E-03,2.0576287E-03,-44.066868,
```

```
4 -92.90748,-24.24879,-0.017464,0.08660634,0.034866748,
```

```
5 7.6789E-05,-3.141665E-05,-8.6791313E-06,1.483763,
```

```
6 2.742282,0.33274779,2.310142E-03,-8.726016E-04,
```

```
7 -8.5765677E-04,-3.605723E-06,0.,7.0240549E-07,0.,0.,
```

```
8 0.022412368,-3.724044E-05,-1.375958E-06,8.8368967E-06,
```

```
9 5.355465E-08,9.149570E-10,-7.9168095E-09,-1.845051E-04,
```

```
1 -2.102661E-04,-3.7167231E-04,1.363387E08,0.,
```

```
2 -3.8257766E07,-1.672612E05,0.,5.5816094E04,0.,0.,
```

```
3 1.5378377E09,4.2,5.475,4.2,548.2,0.,609./,CPR/
```

```
4 0.,0.,7.E-07/,TC/664.5,681.59,639.56/,TFR/
```

```
5 459.69,459.69,459.67/
```

```
I=0
```

```
IF(NR.EQ.22) I=1
```

```
IF(NR.EQ.500) I=2
```

```
IF(NR.EQ.502) I=3
```

```
T=TF+TFR(I)
```

```
ES0=EXP(-K(I)*T/TC(I))
```

```
ES1=PSATUR
```

```
ES2=R(I)*T
```

```
ES3=A2(I)+B2(I)*T+C2(I)*ES0
```

```
ES4=A3(I)+B3(I)*T+C3(I)*ES0
```

```
ES5=A4(I)+B4(I)*T+C4(I)*ES0
```

```
ES6=A5(I)+B5(I)*T+C5(I)*ES0
```

```
ES7=A6(I)+B6(I)*T+C6(I)*ES0
```

```
ES32=2.*ES3
```

```
ES43=3.*ES4
```

```
ES54=4.*ES5
```

```
ES65=5.*ES6
```

```
VN=R(I)*T/PSATUR
```

```
ITER=0
```

```
1 ITER =ITER+1
```

```
IF(ITER.GT.100) GO TO 998
```

```
V=VN
```

```
V2=V**2
```

```
V3=V**3
```

```
V4=V**4
```

```
V5=V**5
```

```

V6=V**6
EMAV=EXP(-ALPHA(I)*(V+B(I)))
GO TO(2,2,3),I
2  F=ES1-ES2/V-ES3/V2-ES4/V3-ES5/V4-ES6/V5-ES7*EMAV
   FV=ES2/V2+ES32/V3+ES43/V4+ES54/V5+ES65/V6+ES7*ALPHA(I)*EMAV
   GO TO 4
3  EM2AV=EMAV**2
   F=ES1-ES2/V-ES3/V2-ES4/V3-ES5/V4-ES6/V5-ES7*EM2AV/(EMAV+CPR(I))
   FV=ES2/V2+ES32/V3+ES43/V4+ES54/V5+ES65/V6+ES7*ALPHA(I)*EM2AV*
1  (EMAV+2.*CPR(I))/(EMAV+CPR(I))**2

4  VN=V-F/FV
   IF(ABS(ES1-F).GT.1.E-19) GO TO 1
   SPVOL=VN+B(I)
   RETURN

998 SPVOL=VN+B(I)

RETURN

20  END

```

C

```

*****
FUNCTION DENSITY(NR,TF)
DIMENSION AL(3),BL(3),CL(3),DL(3),EL(3),FL(3),GL(3),TCR(3),
1  TFR(3)

DATA AL,BL,CL,DL,EL,FL,GL,TCR,TFR/32.76,31.,35.,
1  54.634409,43.562,53.48437,36.74892,74.709,63.86417,
2  -22.2925657,-87.583,-70.08066,20.4732886,56.483,48.47901,
3  0.,0.,0.,0.,0.,0.,664.50,681.59,639.56,
4  459.69,459.69,459.67/

I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
T=TF+TFR(I)
ORT=1.-T/TCR(I)
DENSITY=AL(I)+BL(I)*ORT**(1./3.)+CL(I)*ORT**(2./3.)+DL(I)*ORT+
1  EL(I)*ORT**(4./3.)+FL(I)*ORT**(1./2.)+GL(I)*ORT**2

RETURN
END

```

C

```

*****
FUNCTION ATHEATVP(NR,TF,PSAT,VG,VF)

DIMENSION B(3),C(3),D(3),E(3),F(3),TFR(3)

REAL J,LN10,LOGE
DATA B,C,D,E,F,TFR/
1  -3845.193152,-3422.69717,-3671.153813,
2  -7.86103122,-3.63691,-0.369835,
3  2.1909390E-03,5.0272207E-04,-1.746352E-03,
4  0.445746703,0.4629401,0.8161139,

```

5 686.1,695.57,654.,
6 459.69,459.67,459.67/

```
DATA J, LN10, LOGE/0.185053, 2.302585093, 0.4342944819/
I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
T=TF+TFR(I)
HFG=(VG-VF)*PSAT*LN10*(-B(I)/T+C(I)/LN10+D(I)*T-E(I)*
1 (LOGE+F(I)*ALOG10(F(I)-T)/T))*J
ATHEATVP=HFG

RETURN
END
```

C

FUNCTION VPENTHALPY(NR,TF,P,VG)

```
DIMENSION A2(3),C2(3),A3(3),C3(3),A4(3),C4(3),A5(3),C5(3),
1 A6(3),C6(3),A(3),B(3),C(3),D(3),F(3),
2 K(3),ALPHA(3),CPR(3),TC(3),TFR(3),X(3),BB(3)
REAL J,K,KTDTTC
DATA A2,C2,A3,C3,A4,C4,A5,C5,A6,C6,K,ALPHA/
1 -4.353547,-4.549888,-3.2613344,-44.066868,-92.90748,
2 -24.24879,-0.017464,0.08660634,0.034866748,
3 1.483763,2.742282,0.33274779,2.310142E-03,
4 -8.726016E-04,-8.5765677E-04,0.,0.,0.022412368,
5 -3.724044E-05,-1.375958E-06,8.8368967E-06,
6 -1.845051E-04,-2.102661E-04,-3.7167231E-04,
7 1.363387E08,0.,-3.8257766E07,0.,0.,1.5378377E09,
8 4.2,5.475,4.2,548.2,0.,609./,CPR/0.,0.,7.E-07/,
9 TC/664.5,681.59,639.56/,TFR/459.69,459.69,459.67/,
1 A/0.02812836,0.026803537,0.020419/,B/2.255408E-04,
2 2.8373408E-04,2.996802E-04/,C/-6.509607E-08,
3 -9.7167893E-08,-1.409043E-07/,D/0.,0.,2.210861E-11/,
4 F/257.341,0.,0./,X/62.4009,46.4734,35.308/,BB/0.002,
5 0.006034229,0.00167/
DATA J/0.185053/
I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
T=TF+TFR(I)
T2=T**2
T3=T**3
T4=T**4
V=VG-BB(I)
V2=2.*V**2
V3=3.*V**3
V4=4.*V**4
KTDTTC=K(I)*T/TC(I)
EKTDTC=EXP(-KTDTTC)
EMAV=EXP(-ALPHA(I)*VG)
H1=A(I)*T+B(I)*T2/2.+C(I)*T3/3.+D(I)*T4/4.-F(I)/T
```

```

H2=J*P*VG
H3=A2(I)/V+A3(I)/V2+A4(I)/V3+A5(I)/V4
H4=C2(I)/V+C3(I)/V2+C4(I)/V3+C5(I)/V4
GO TO(4,6,5),I
4 H3=H3+A6(I)/ALPHA(I)*EMAV
GO TO 6
5 H0=(1./ALPHA(I))*(EMAV-CPR(I)*ALOG(1.+EMAV/CPR(I)))
H3=H3+A6(I)*H0
H4=H4-C6(I)*H0
6 HG=H1+H2+J*H3+J*EKTDTTC*(1.+KTDTTC)*H4+X(I)
VPENTHALPY=HG
RETURN
END
*****

```

C

SUBROUTINE SPHT(NR,TF,VG,CV,CP)

```

DIMENSION R(3),B(3),A2(3),B2(3),C2(3),A3(3),B3(3),C3(3),A4(3),
1 B4(3),C4(3),A5(3),B5(3),C5(3),A6(3),B6(3),C6(3),K(3),
2 ALPHA(3),CPR(3),TC(3),TFR(3),ACV(3),BCV(3),CCV(3),
3 DCV(3),FCV(3)
REAL K
DATA R,B,A2,B2,C2,A3,B3,C3,A4,B4,C4,A5,B5,C5,A6,B6,C6,K,ALPHA/
1 0.124098,0.10805,0.096125,0.002,0.006034229,
2 0.00167,-4.353547,-4.549888,-3.2613344,
3 2.407252E-03,2.308415E-03,2.0576287E-03,-44.066868,
4 -92.90748,-24.24879,-0.017464,0.08660634,0.034866748,
5 7.6789E-05,-3.141665E-05,-8.6791313E-06,1.483763,
6 2.742282,0.33274779,2.310142E-03,-8.726016E-04,
7 -8.5765677E-04,-3.605723E-06,0.,7.0240549E-07,0.,0.,
8 0.022412368,-3.724044E-05,-1.375958E-06,8.8368967E-06,
9 5.355465E-08,9.149570E-10,-7.9168095E-09,-1.845051E-04,
1 -2.102661E-04,-3.7167231E-04,1.363387E08,0.,
2 -3.8257766E07,-1.672612E05,0.,5.5816094E04,0.,0.,
3 1.5378377E09,4.2,5.475,4.2,548.2,0.,609./,CPR/
4 0.,0.,7.E-07/,TC/664.5,681.59,639.56/,TFR/
5 459.69,459.69,459.67/

```

DATA ACV,BCV,CCV,DCV,FCV/

```

1 0.02812836,0.026803537,0.020419,2.255408E-04,
2 2.8373408E-04,2.996802E-04,-6.509607E-08,
3 -9.7167893E-08,-1.409043E-07,0.,0.,2.210861E-11,
4 257.341,0.,0./

```

```

I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
T=TF+TFR(I)
V1=VG-B(I)
V2=V1*V1
V3=V2*V1
V4=V3*V1
V5=V4*V1
V6=V5*V1

```



```

EKTTC=EXP(-K(I)*T/TC(I))
GO TO(2,1,3),I
1 FDPDV=0.
  FDPDT=0.
  GO TO 4
2 FDPDV=-ALPHA(I)*EXP(-ALPHA(I)*VG)*(A6(I)+B6(I)*T)
  FDPDT=B6(I)*EXP(-ALPHA(I)*VG)
  GO TO 4
3 FDPDV=-ALPHA(I)*(EXP(-3.*ALPHA(I)*VG)+2.*CPR(I)*EXP(-2.*
1 ALPHA(I)*VG))/(EXP(-2.*ALPHA(I)*VG)+2.*CPR(I)*EXP(
2 -ALPHA(I)*VG)+CPR(I)**2))*(A6(I)+B6(I)*T+C6(I)*EKTTC)
  FDPDT=(B6(I)-K(I)*C6(I)*EKTTC/TC(I))*EXP(-2.*ALPHA(I)*VG)/
1 (EXP(-ALPHA(I)*VG)+CPR(I))

4 DPDV=-R(I)*T/V2-2.*(A2(I)+B2(I)*T+C2(I)*EKTTC)/V3-3.*(A3(I)+
1 B3(I)*T+C3(I)*EKTTC)/V4-4.*(A4(I)+B4(I)*T+C4(I)*EKTTC)/
2 V5-5.*(A5(I)+B5(I)*T+C5(I)*EKTTC)/V6+FDPDV

DPDT=R(I)/V1+(B2(I)-K(I)*C2(I)*EKTTC/TC(I))/V2+(B3(I)-K(I)*
1 C3(I)*EKTTC/TC(I))/V3+(B4(I)-K(I)*C4(I)*EKTTC/TC(I))/V4+
2 (B5(I)-K(I)*C5(I)*EKTTC/TC(I))/V5+FDPDT
GO TO(5,5,10),I
5 FCCV=0.
  GO TO 15
10 FCCV=C6(I)*EXP(-ALPHA(I)*VG)/ALPHA(I)-(C6(I)*CPR(I)/ALPHA(I))*
1 ALOG(1.+EXP(-ALPHA(I)*VG)/CPR(I))
15 CV=ACV(I)+BCV(I)*T+CCV(I)*T**2+DCV(I)*T**3+FCV(I)/T**2-
1 (0.185053*K(I)**2*T*EKTTC/TC(I)**2)*(C2(I)/V1+
2 C3(I)/(2.*V2)+C4(I)/(3.*V3)+C5(I)/(4.*V4)+FCCV)
  CP=CV-0.185053*T*DPDT**2/DPDV

RETURN
END
*****

```

C

FUNCTION VPENTROPY(NR,TF,V)

DIMENSION A(3),B(3),C(3),D(3),F(3)

```

1 DIMENSION B2(3),B3(3),B4(3),B5(3),C2(3),C3(3),C4(3),
  C5(3),Y(3),TFR(3),TC(3),K(3),
2 BB(3),R(3),B6(3),C6(3),CUS(3),ALPHA(3)

```

```

1 DATA A/0.02812836,0.026803537,0.020419/,B/2.255408E-04,
  2.8373408E-04,2.996802E-04/,C/-6.509607E-08,
2 -9.7167893E-08,-1.409043E-07/,D/0.,0.,2.210861E-11/,
3 F/257.341,0.,0./

```

REAL K,J

```

1 DATA B2/2.407252E-3,2.308415E-3,2.0576287E-3/,B3/7.62789E-5,
  -3.141665E-5,-8.6791313E-6/,B4/-3.605723E-6,0.,7.0240549E-7/
2 ,B5/5.355465E-8,9.149570E-9,-7.9168095E-9/,
3 B6/-1.672612E5,0.,5.5816094E4/,
4 C2/-44.066868,-92.90748,-28.542156/,C3/1.483763,
5 2.742282,0.33274779/,C4/0.,0.,0.022412368/,C5/-1.845051E-4,

```

```

6  -2.102661E-4,3.7167231E-4/,C6/0.,0.,1.5378377E9/,CUS/0.,0.,
7  7E-7/,Y/-0.04533335,-0.09012707564,-0.07444/,
8  ALPHA/548.2,0.,609/,
9  TC/664.5,681.59,639.56/,TFR/459.69,459.69,459.67/,
1  K/4.2,5.475,4.2/,BB/0.002,0.006034229,0.00167/,
2  R/0.124098,0.10805,0.096125/

```

DATA J/0.185053/

```

I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3

```

```

T=TF+TFR(I)
S1=A(I)*ALOG(T)+B(I)*T+(C(I)*T**2)/2+(D(I)*T**3)/3+
1  F(I)/(2*T**2)
S2=J*R(I)*ALOG(V-BB(I))
PAYDA=V-BB(I)
PAYDA1=2*PAYDA**2
PAYDA2=3*PAYDA**3
PAYDA3=4*PAYDA**4
S3=B2(I)/PAYDA+B3(I)/PAYDA1+B4(I)/PAYDA2+B5(I)/PAYDA3
S4=C2(I)/PAYDA+C3(I)/PAYDA1+C4(I)/PAYDA2+C5(I)/PAYDA3
TTC=K(I)*T/TC(I)
EKTTC=EXP(-TTC)
EMAV=EXP(-ALPHA(I)*V)
GO TO(1,2,3),I
1  S=S1+S2-J*(B6(I)*EMAV/ALPHA(I)+S3)+J*K(I)*EKTTC/TC(I)*(S4+
1  C6(I)*EMAV/ALPHA(I))+Y(I)
GO TO 4
2  S=S1+S2-J*S3+J*K(I)*EKTTC*S4/TC(I)+Y(I)
GO TO 4
3  S=S1+S2-J*(S3+B6(I)/ALPHA(I)*(EMAV-CUS(I)*ALOG(1+EMAV/CUS(I))))+
1  J*K(I)*EKTTC/TC(I)*(S4+C6(I)/ALPHA(I)*(EMAV-CUS(I)*
2  ALOG(1+EMAV/CUS(I))))+Y(I)
4  VPENTROPY=S
RETURN
END
*****

```

C

SUBROUTINE TEMPER(NR,ST1V1,PCDD,T2EST,V2EST,T2,V2)

DIMENSION A(3),B(3),C(3),D(3),F(3)

DIMENSION B2(3),B3(3),B4(3),B5(3),B6(3),C2(3),C3(3),C4(3),

```

1  C5(3),C6(3),CUS(3),ALPHA(3),Y(3),TFR(3),TC(3),K(3),
2  BB(3),R(3),A2(3),A3(3),A4(3),A5(3),A6(3)

```

DATA A/0.02812836,0.026803537,0.020419/,B/2.255408E-04,

```

1  2.8373408E-04,2.996802E-04/,C/-6.509607E-08,
2  -9.7167893E-08,-1.409043E-07/,D/0.,0.,2.210861E-11/,
3  F/257.341,0.,0./

```

REAL K,J

```

DATA B2/2.407252E-3,2.308415E-3,2.0576287E-3/,B3/7.62789E-5,
1 -3.141665E-5,-8.6791313E-6/,B4/-3.605723E-6,0.,7.0240549E-7/
2 ,B5/5.355465E-8,9.149570E-9,-7.9168095E-9/,
3 B6/-1.672612E5,0.,5.5816094E4/,
4 C2/-44.066868,-92.90748,-28.542156/,C3/1.483763,
5 2.742282,0.33274779/,C4/0.,0.,0.022412368/,C5/-1.845051E-4,
6 -2.102661E-4,3.7167231E-4/,C6/0.,0.,1.5378377E9/,CUS/0.,0.,
7 7E-7/,ALPHA/548.2,0.,609/,Y/-0.04533335,-0.09012707564,
8 -0.07444/,TC/664.5,681.59,639.56/,TFR/459.69,459.69,459.67/,
9 K/4.2,5.475,4.2/,BB/0.002,0.006034229,0.00167/,
1 R/0.124098,0.10805,0.096125/,A2/-4.353547,-4.549888,
2 -3.2613344/,A3/-0.017464,0.08660634,0.034866748/,
3 A4/2.310142E-03,-8.726016E-04,-8.5765677E-04/,
4 A5/-3.724044E-05,-1.375958E-06,8.8368967E-06/,
5 A6/1.363387E08,0.,-3.8257766E07/

```

```
DATA J/0.185053/
```

```

I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
TEMP=T2EST+TFR(I)
ITER=0
V=V2EST
1 ITER=ITER+1
TEM=TEMP
V=V2EST
S1=A(I)*ALOG(TEM)+B(I)*TEM+(C(I)*TEM**2)/2+(D(I)*TEM**3)/3+
1 F(I)/(2*TEM**2)
S2=J*R(I)*ALOG(V-BB(I))
PAYDA=V-BB(I)
PAYDA1=2*PAYDA**2
PAYDA2=3*PAYDA**3
PAYDA3=4*PAYDA**4
S3=B2(I)/PAYDA+B3(I)/PAYDA1+B4(I)/PAYDA2+B5(I)/PAYDA3
S4=C2(I)/PAYDA+C3(I)/PAYDA1+C4(I)/PAYDA2+C5(I)/PAYDA3
EMAV=EXP(-ALPHA(I)*V)
TTC=K(I)*TEM/TC(I)
EKTTC=EXP(-TTC)
GO TO(5,6,7),I
5 S=S1+S2-J*(B6(I)*EMAV/ALPHA(I)+S3)+J*K(I)*EKTTC/TC(I)*(S4+
1 C6(I)*EMAV/ALPHA(I))+Y(I)
F1=S-ST1V1
GO TO 8
6 F1=S1+S2-J*S3+J*K(I)*EKTTC*S4/TC(I)+Y(I)-ST1V1
GO TO 8
7 F1=S1+S2-J*(S3+B6(I)/ALPHA(I)*(EMAV-CUS(I)*ALOG(1+EMAV/CUS(I))))+
1 J*K(I)*EKTTC/TC(I)*(S4+C6(I)/ALPHA(I)*(EMAV-CUS(I)*
2 ALOG(1+EMAV/CUS(I))))+Y(I)-ST1V1

8 DF1DV1=J*R(I)/(V-BB(I))
DF1DV2=B2(I)/PAYDA**2+B3(I)/PAYDA**3+B4(I)/PAYDA**4+
1 B5(I)/PAYDA**5

DF1DV3=C2(I)/PAYDA**2+C3(I)/PAYDA**3+C4(I)/PAYDA**4+
1 C5(I)/PAYDA**5

```

```

GO TO(10,11,12),I
10 DF1DV=DF1DV1+J*(DF1DV2+B6(I)*EMAV)-J*EKTTC*K(I)/TC(I)*
1 (DF1DV3+C6(I)*EMAV)
GO TO 14

11 DF1DV=DF1DV1+J*(DF1DV2+B6(I)-EKTTC*K(I)/TC(I)*(DF1DV3+C6(I)))
GO TO 14

12 DF1DV=DF1DV1+J*(DF1DV2+B6(I)*EMAV-B6(I)*CUS(I)/
1 (1.+EMAV/CUS(I)))-J*EKTTC*K(I)/TC(I)*(DF1DV3+C6(I)*EMAV-
2 C6(I)*CUS(I)/(1.+EMAV/CUS(I)))

14 DF1DT1=A(I)/TEM+B(I)+C(I)*TEM+D(I)*TEM**2+F(I)/TEM**3

GO TO(15,16,17),I

15 DF1DT=DF1DT1-J*(K(I)**2/TC(I)**2)*EKTTC*(S4+C6(I)*
1 EMAV/ALPHA(I))
GO TO 18

16 DF1DT=DF1DT1-J*(K(I)**2/TC(I)**2)*EKTTC*S4
GO TO 18

17 DF1DT=DF1DT1-J*(K(I)**2/TC(I)**2)*EKTTC*(S4+C6(I)*
1 EMAV/ALPHA(I)-C6(I)*CUS(I)/ALPHA(I)*
2 ALOG(1.+EMAV/CUS(I)))

18 F2PAY1=A2(I)+B2(I)*TEM+C2(I)*EKTTC
F2PAY2=A3(I)+B3(I)*TEM+C3(I)*EKTTC
F2PAY3=A4(I)+B4(I)*TEM+C4(I)*EKTTC
F2PAY4=A5(I)+B5(I)*TEM+C5(I)*EKTTC
F2PAY5=A6(I)+B6(I)*TEM+C6(I)*EKTTC
F2PAYDA1=V-BB(I)
F2PAYDA2=F2PAYDA1**2
F2PAYDA3=F2PAYDA1**3
F2PAYDA4=F2PAYDA1**4
F2PAYDA5=F2PAYDA1**5
GO TO(19,20,21),I

19 F2=R(I)*TEM/F2PAYDA1+F2PAY1/F2PAYDA2+F2PAY2/F2PAYDA3+
1 F2PAY3/F2PAYDA4+F2PAY4/F2PAYDA5+F2PAY5*EMAV-PCDD
GO TO 22

20 F2=R(I)*TEM/F2PAYDA1+F2PAY1/F2PAYDA2+F2PAY2/F2PAYDA3+
1 F2PAY3/F2PAYDA4+F2PAY4/F2PAYDA5+F2PAY5-PCDD
GO TO 22

21 F2=R(I)*TEM/F2PAYDA1+F2PAY1/F2PAYDA2+F2PAY2/F2PAYDA3+
1 F2PAY3/F2PAYDA4+F2PAY4/F2PAYDA5+F2PAY5*EMAV/
2 (1.+EMAV/CUS(I))-PCDD

22 V1=V-BB(I)
V2=V1*V1
V3=V2*V1
V4=V3*V1
V5=V4*V1
V6=V5*V1
GO TO(23,24,25),I

24 FDF2DV=0.
FDF2DT=0.

```

```

GO TO 26
23  FDF2DV=-ALPHA(I)*EXP(-ALPHA(I)*V)*(A6(I)+B6(I)*TEM)
    FDF2DT=B6(I)*EXP(-ALPHA(I)*V)
    GO TO 26
25  FDF2DV=-((ALPHA(I)*(EXP(-3.*ALPHA(I)*V)+2.*CUS(I)*EXP(-2.*
1    ALPHA(I)*V))/(EXP(-2.*ALPHA(I)*V)+2.*CUS(I)*EXP(
2    -ALPHA(I)*V)+CUS(I)**2))*(A6(I)+B6(I)*TEM+C6(I)*EKTTC)
    FDF2DT=(B6(I)-K(I)*C6(I)*EKTTC/TC(I))*EXP(-2.*ALPHA(I)*V)/
1    (EXP(-ALPHA(I)*V)+CUS(I))

26  DF2DV=-R(I)*TEM/V2-2.*(A2(I)+B2(I)*TEM+C2(I)*EKTTC)/V3-3.*(A3(I)+
1    B3(I)*TEM+C3(I)*EKTTC)/V4-4.*(A4(I)+B4(I)*TEM+C4(I)*EKTTC)/
2    V5-5.*(A5(I)+B5(I)*TEM+C5(I)*EKTTC)/V6+FDF2DV
    DF2DT=R(I)/V1+(B2(I)-K(I)*C2(I)*EKTTC/TC(I))/V2+(B3(I)-K(I)*
1    C3(I)*EKTTC/TC(I))/V3+(B4(I)-K(I)*C4(I)*EKTTC/TC(I))/V4+
2    (B5(I)-K(I)*C5(I)*EKTTC/TC(I))/V5+FDF2DT
    DT=(F1-DF1DV*F2/DF2DV)/(DF1DT-DF1DV*DF2DT/DF2DV)
    DV=(F1-DF1DT*DT)/DF1DV
    TEMP=TEM-DT
    V2EST=V-DV
    IF(ITER.GT.200) GO TO 29
    IF(ABS(F1).LT.0.0001.AND.ABS(F2).LT.0.001) GO TO 28
    GO TO 1
28  T2=TEM-459.69
    V2=V
    RETURN
29  T2=TEMP-459.69
    V2=V2EST
    PRINT 30
30  FORMAT(2X,'YAKINSAMA YOK')
    RETURN
    END
C *****

```

FUNCTION TSAT(NR,PSAT)

```

DIMENSION AVP(3),BVP(3),CVP(3),DVP(3),EVP(3),FVP(3),TFR(3)
DIMENSION A(3),B(3)
DATA AVP,BVP,CVP,DVP,EVP,FVP,TFR/29.35754453,17.780935,10.644955,
1  -3845.193152,-3422.69717,-3671.153813,
2  -7.86103122,-3.63691,-0.369835,
3  2.1909390E-03,5.0272207E-04,-1.746352E-03,
4  0.445746703,0.4629401,0.8161139,
5  686.1,695.57,654.,
6  459.69,459.67,459.67/
DATA A,B/120.,120.,117.,388.,312.,388./
DATA LE10/2.302585093/
I=0
IF(NR.EQ.22) I=1
IF(NR.EQ.500) I=2
IF(NR.EQ.502) I=3
IF(PSAT.LE.0.0) GO TO 999
PLOG=ALOG10(PSAT)
TR=A(I)*PLOG+B(I)
ITER=0
1  TR0=TR
    ITER=ITER+1

```

```
IF(ITER.GT.30) GO TO 998
C=ALOG10(ABS(FVP(I)-TR0))
F=AVP(I)+BVP(I)/TR0+CVP(I)*ALOG10(TR0)+DVP(I)*TR0+EVP(I)*((FVP(I)
1 -TR0)/TR0)*C-PLOG

FP=-BVP(I)/TR0**2+CVP(I)/(LE10*TR0)+DVP(I)-EVP(I)*(1./(LE10*TR0)+
1 FVP(I)*C/TR0**2)

TR=TR0-F/FP
IF(ABS(TR-TR0).GT..01) GO TO 1
TSAT=TR-TFR(I)
RETURN
998 TSAT=TR-TFR(I)
RETURN
999 TSAT=0
RETURN
END
```



B.2. Ölçümlerin Değerlendirilmesi

Deneysel ölçülen değerler program vasıtasıyla değerlendirilmiştir. Bu programa ait bilgiler bölüm-3.5 'de verilmiştir (Bkz.Ek A). Tablo-B.1 ve tablo-B.2 'deki verilerden elde edilen sonuçlar tablo-B.3 ve tablo-B.4 'de verilmiştir.

Tablo-B.3. I. Grup Deneysel Sonuçlar

zaman (dak.)	10	20	30	40	50	60
P_{ev} (bar)	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6
T_{red} (bar)	49.9	50.2	50.2	49.9	49.9	49.9
m_r (kg/s)	.0372	.0371	.0365	.0367	.0368	.0367
η_v	.839	.836	.838	.842	.843	.841
x_6	.35	.30	.32	.31	.31	.29
Q_{cdr} (kW)	7.39	7.36	7.28	7.32	7.33	7.32
Q_{evr} (kW)	4.93	5.29	5.05	5.18	5.18	5.30
Q_{cdw} (kW)	7.02	7.02	7.15	7.02	7.02	7.02
Q_{evw} (kW)	5.24	5.62	5.36	5.49	5.49	5.62
Q_{jw} (kW)	6.39	6.26	6.00	6.13	6.39	6.39
W_r (kW)	1.59	1.59	1.59	1.59	1.59	1.59
W_{cm} (kW)	1.98	1.99	1.98	1.98	1.99	1.99
COP	2.8	2.7	2.8	2.7	2.8	2.7

Tablo-B.4. II. Grup Deneysel Sonuçlar

m_{jw} (l/h)	1200	1100	1000	900	800	700
P_{ev} (bar)	7.7	7.6	7.6	7.5	7.4	7.1
T_{rcd} (bar)	49.9	49.9	50.2	50.2	49.9	49.9
m_r (kg/s)	.0362	.0366	.0360	.0360	.0357	.0343
η_v	.818	.838	.825	.841	.843	.848
x_6	.25	.31	.28	.35	.34	.37
Q_{cdr} (kW)	7.24	7.28	7.19	7.21	7.14	6.90
Q_{evr} (kW)	5.52	5.18	5.25	4.82	4.81	4.44
Q_{cdw} (kW)	7.15	7.02	6.87	6.84	6.68	6.60
Q_{evw} (kW)	5.85	5.49	5.57	5.12	5.11	4.71
Q_{jw} (kW)	6.83	6.39	5.69	5.22	4.55	5.12
W_r (kW)	1.58	1.58	1.59	1.59	1.58	1.58
W_{cm} (kW)	1.97	1.97	1.99	1.98	1.97	1.97
COP	2.8	2.7	2.7	2.7	2.6	2.6

B.3. Simülasyon Programından Elde Edilen Sonuçlar

Simülasyon programından üç grup sonuç elde edilmiştir. Bunlar R-22, R-500 ve R-502 için elde edilen sonuçlardır. Bu sonuçlar sırasıyla tablo-B.5, tablo-B.6 ve tablo-B.7 'de verilmiştir.

Tablo-B.5. Simülasyon Sonuçları (R-22)

zaman (dak.)	10	20	30	40	50	60
T_{ev} (°C)	21.6	21.8	21.4	21.5	21.5	21.6
T_{cd} (°C)	48.4	48.5	48.4	48.5	48.5	48.4
T_1 (°C)	32.5	32.7	32.3	32.4	32.4	32.6
T_2 (°C)	76.1	76.2	76.1	76.3	76.3	76.2
T_{evwo} (°C)	21.8	22.00	21.7	21.7	21.7	21.8
T_{cdwo} (°C)	47.7	47.9	47.7	47.8	47.8	46.7
P_{cd} (bar)	18.7	18.8	18.7	18.8	18.8	18.7
P_{ev} (bar)	9.5	9.6	9.5	9.5	9.5	9.5
m_r (kg/s)	.1340	.1346	.1334	.1337	.1337	.1339
x_6	.18	.18	.18	.18	.18	.18
η_v	.98	.98	.98	.98	.98	.98
W_{cm} (kW)	1.82	1.83	1.83	1.83	1.83	1.82
W_r (kW)	1.35	1.35	1.35	1.36	1.36	1.35
Q_{hilo} (kW)	.05	.05	.05	.05	.05	.05
Q_{can} (kW)	.43	.43	.43	.43	.43	.43
Q_{cool} (kW)	.47	.48	.47	.48	.48	.47
Q_{cdr} (kW)	11.05	11.09	11.00	11.02	11.02	11.05
Q_{evr} (kW)	9.80	9.84	9.76	9.77	9.77	9.80
COP	4.57	4.58	4.55	4.54	4.54	4.57

Tablo-B.6. Simülasyon Sonuçları (R-500)

zaman (dak.)	10	20	30	40	50	60
T_{ev} (°C)	23.2	23.3	23.0	23.1	23.1	23.2
T_{cd} (°C)	46.4	46.5	46.4	46.5	46.5	46.4
T_1 (°C)	34.1	34.2	33.9	34.0	34.0	34.2
T_2 (°C)	64.8	64.9	64.8	64.9	64.9	64.9
T_{evwo} (°C)	23.3	23.5	23.2	23.3	23.3	23.3
T_{cdwo} (°C)	45.9	46.1	45.9	46.0	46.0	45.9
P_{cd} (bar)	13.3	13.3	13.2	13.3	13.3	13.3
P_{ev} (bar)	7.3	7.3	7.3	7.3	7.3	7.3
m_r (kg/s)	.1170	.1176	.1164	.1167	.1167	.1169
x_6	.17	.17	.17	.17	.17	.17
η_v	.98	.98	.98	.98	.98	.98
W_{cm} (kW)	1.21	1.22	1.22	1.22	1.22	1.21
W_r (kW)	.90	.90	.90	.90	.90	.90
Q_{hilo} (kW)	.04	.04	.04	.04	.04	.04
Q_{can} (kW)	.28	.28	.28	.29	.29	.28
Q_{cool} (kW)	.32	.32	.32	.32	.32	.32
Q_{cdr} (kW)	8.73	8.77	8.70	8.71	8.71	8.73
Q_{evr} (kW)	7.87	7.90	7.83	7.84	7.84	7.87
COP	4.83	4.36	4.84	4.80	4.80	4.83

Tablo-B.7 Simülasyon Sonuçları (R-502)

zaman (dak.)	10	20	30	40	50	60
T_{ev} (°C)	21.7	21.8	21.5	21.6	21.6	21.7
T_{cd} (°C)	48.5	48.6	48.4	48.5	48.5	48.5
T_1 (°C)	32.6	32.7	32.4	32.5	32.5	32.7
T_2 (°C)	69.3	69.4	69.3	69.4	69.4	69.4
T_{evwo} (°C)	21.9	22.17	21.7	21.8	21.8	21.9
T_{cdwo} (°C)	47.9	48.0	47.8	48.0	48.0	47.9
P_{cd} (bar)	20.3	20.4	20.3	20.4	20.4	20.3
P_{ev} (bar)	10.7	10.7	10.6	10.6	10.6	10.7
m_r (kg/s)	.2019	.2029	.2010	.2015	.2015	.2018
x_6	.25	.25	.25	.25	.25	.25
η_v	.98	.98	.98	.98	.98	.98
W_{cm} (kW)	2.06	2.07	2.06	2.07	2.07	2.06
W_r (kW)	1.53	1.53	1.53	1.53	1.53	1.53
Q_{hilo} (kW)	.06	.06	.06	.06	.06	.06
Q_{can} (kW)	.48	.48	.48	.48	.48	.48
Q_{cool} (kW)	.54	.54	.54	.54	.54	.54
Q_{cdr} (kW)	11.21	11.25	11.17	11.18	11.18	11.21
Q_{evr} (kW)	9.72	9.76	9.67	9.69	9.69	9.72
COP	4.22	4.23	4.20	4.20	4.20	4.22

KAYNAKLAR

1. Stoecker, W. and Jones, J.W., 1982, Refrigeration & Air-Conditioning. McGraw-Hill Book Company, Singapore, p187.
2. Anonymous, 1984, Ashrae Handbook-System: American Society of Heating, Refrigeration and and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, p10.1
3. Domanski, P., 1986, Modeling of a heat pump charged with a non-azeotropik refrigerant mixture. U.S. Department of Commerce, National Bureau of Standarts, Technical Note, Washington, NBS-TN-1218, 1-375
4. Anonymous, 1991, Ashrae Handbook- Application : American Society of Heating, Refrigeration and and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, p 29.1
5. Heinonen, E.W., at all., 1997, Assessment of antifreeze solutions for ground-source heat pump systems. ASHRAE Trans., 11, 1-10.
6. Pucciano, F.J. and Rowles, P.A., 1989, Process heat recovery heat pumps. ASHRAE Trans., 3, 499-503.
7. Cane, R.L.D., Clemes,S.B. and Forgas, D.A., 1993, Heat-recovery heat pump operating experiences. ASHRAE Trans., 2, 165-172.
8. Reay, D.A. and Macmicheal, D.B.A., 1988, Heat Pumps. Pergamon Press, Exeter, p105.
9. Kara, Y.A., 1993, Süt pastörizasyon işlemlerinde ısı pompası kullanımı. Y. Lisans Tezi, Atatürk Ün. Fen Bil. Enst., Erzurum, 6.
10. Niess, R.C.,1979, Utilization of geothermal energy with an emphasis on heat pumps. G.R.C. Trans.,5 , 73-80.
11. Niess, R.C.,1980, High temperature heat pumps can accelerate the use of geothermal energy. ASHRAE Trans., 7, 755-762.
12. Jaud, P., 1985, Geothermal heating systems using heat pumps, Geothermics, 14, 189-196.
13. Bjelm, L. and Scharnell, L., 1983, Large Heat pump plants for district heating utilization geothermal energy, G.R.C. Trans., 7, 573-577.
14. Kunze, J.F., Forsgren, K.F., 1978, The economics of heat pumps as a device to assist in geothermal district space heating. G.R.C. Trans., 2, 387-390.

15. Sullivan, W.N., 1994, The Sandia/DOE program on geothermal Heat Pumps. G.R.C. Trans., 18, 393-397.
16. Sullivan, W. and Martinez, G., 1994, Geothermal heat pumps. G.R.C. Trans., 4, 45-48.
17. Hutter, W.G., 1995, Comments on the U.S. department of energy geothermal heat pump program. G.R.C. Trans., 3, 261-262.
18. Bloomquist, R.G. and Schuster, J.E., 1994, Direct use of geothermal in Washington State past, present, and future. GRC Trans., 18, 73-78
19. Rafferty, K.D., 1992, Large tonnage groundwater heat pumps-experiences with two systems. ASHRAE Trans., 9, 581-592
20. Lienau, P.J., 1993, Geothermal direct heat utilization assistance. G.R.C. Trans., 12, 295-299
21. Mathen, D.V., 1984, Performance monitoring of selected groundwater heat pump installations in North Dakota. ASHRAE Trans., 6, 290-303
22. Rafferty, K.D., 1996, Environmental considerations for geothermal energy as a source for district heating. ASHRAE Trans., 5, 457-460
23. Dvorov, I.M. and Ledentsova N.A., 1994, Utilization of geothermal water for domestic heating and hot water supply. GRC Trans., 2109-2116
24. Reistad, M.G. and Torabramians, V., 1981, Optimization of residential size heat pumps for use with geothermal energy. G.R.C. Trans., 2, 436-446
25. Halozan, H., 1988, Inverter-driven heat pumps for hydronic systems. G.R.C. Trans., 6, 1269-1282
26. Dinse, D.R., 1998, Geothermal system for school. ASHRAE Journal, 4, 52-54
27. Erişen, B., ve diğerleri, 1996, Türkiye jeotermal envanteri. MTA yayını, Ankara, 1-100
28. Yasuda, H., Touber, S. and Machielsen, C. H. M., 1982, Simulation model of a vapor compression refrigeration system. ASHRAE Trans., 5, 408-425
29. MacArthur, J. W., 1984, Transient heat pump behavior: a theoretical investigation. Int. J. Refrig., 7, 123-131.

30. MacArthur, J.W. and Grald, E.W., 1987, Prediction of cyclic heat pump performance with a fully distributed model and a comparison with experimental data. ASHRAE Trans., 2, 1159-1176.
31. MacArthur, J.W., 1984, Analytical representation of the transient energy interactions in vapor compression heat pumps. ASHRAE Trans., 90, 982-995
32. Chi, J. and Didion, D., 1982, A simulation model of the transient performance of a heat pump. Int. J. refrig, 5, 176-184.
33. Vargas, J.V.C. and Parise, J.A.R., 1995, Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control. Int. J. Refrig., 18, 235-243.
34. Crawford, R. R. and Shirey, D.B., 1987, Dynamic modeling of a residential heat pump from actual system performance data. ASHRAE Trans., 5, 1179-1190.
35. Fischer, S.K. and Rice, C.K., 1983, The Oak Ridge heat pump models: I. steady-state computer design model for air-to-air heat pumps. Oak-Ridge National Laboratory, Technical Report, U.S.A., ORNL/CON-80/R1, 1-180
36. Parise, J.A.R., 1989, Steady-state simulation of vapor-compression heat pumps with condenser heat losses. Proc. of 10th Energy Congress, Rio De Janeiro Brazil, 18-25.
37. Herbas, T.B., et al., 1993, Steady-state simulation of vapor-compression heat pumps. Int. J. Energy Research, 17, 801-816.
38. Parise, J.A.R., 1986, Simulation of vapor-compression heat pumps. Simulation, 46, 71-80.
39. Kayansayan, N., 1994, Heat transfer characterization of plate fin-tube heat exchangers. Int. J. Refrig., 17, 49-57.
40. Motta, S.Y. et al., 1995, Performance analysis of air-cooled condensing units. Proc. of the 19th Int. congress of refrig., 3, 395-402.
41. Zalewski, W., 1993, Mathematical model of heat and mass transfer process in evaporative condensers. Int. J. Refrig., 16, 23-30.
42. Costa, M.L.M. and Parise J.A.R., 1993, A three-zone simulation model for air-cooled condensers. Heat Recovery Systems & CHP, 13, 97-113.
43. Escanes, F., Segarra, C.D.P. and Oliva, A., 1995, Numerical simulation of capillary-tube expansion devices. Int. J. Refrig., 18, 113-122.

44. Parreira, E.P. and Parise, J.A.R., 1993, Performance analysis of capacity control devices for heat pump reciprocating compressors. *Heat Recovery Systems & CHP* 13, 451-461.
45. Anonymous, 1988, *Ashrae Handbook- Equipment: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta,* p19.3
46. O'Neill, P.J. and Crawford, R.R., 1989, Modeling and optimization of a finned tube evaporator *ASHRAE Trans.*, 4, 1256-1262.
47. Scalabrin, G. and Bianco, G., 1994, Experimental thermodynamic analysis of a variable-speed open reciprocating refrigeration compressor. *Int. J. Refrig.* 17, 68-75.
48. Downing, R.C., 1974, Refrigerant equations. *ASHRAE Trans.*, 80, 158-163
49. Gatecliff, G.W. and Lady, R.E., 1974, Explicit representation of the thermodynamic properties of refrigerants 12 and 22 in the super heat region. *Proc. of the 1974 Compressor Technology Conference at Purdue*, 187-190.
50. Chan, C.Y. and Haselden, G.G., 1981, Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part 1: Basic equations. *Int. J. Refrig.*, 4, 7-12.
51. Chan, C.Y. and Haselden, G.G., 1981, Computer-based refrigerant thermodynamic properties: Part 2. *Int. J. Refrig.*, 4, 52-60.
52. Chan, C.Y. and Haselden, G.G., 1981, Computer-based refrigerant thermodynamic properties: Part 3. *Int. J. Refrig.*, 4, 131-134.
53. Cleland, A.C., 1986, Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties. *Int. J. Refrig.*, 9, 346-351.
54. Murphy, W.E. and Colliver, D.G., 1987, Refrigerant property routines for HVAC and thermodynamics classes. *ASHRAE Trans.*, 5, 839-849.
55. Martin, J.J. and Downing, R.C., 1970, Thermodynamic properties of refrigerant 502. *ASHRAE Trans.*, 76, 129-139.
56. Atwood, T. and Hughes, H., 1990, Refrigerant and energy efficiency. *Int. J. Refrig.*, 13, 270-275.
57. Kartsounes, G.T. and Erth, R.A., 1971, Computer calculation of the thermodynamic properties of refrigerants 12, 22 and 502. *ASHRAE Trans.*, 77, 88-103.

58. Wilson, D.P. and Basu, R.S., 1988, Thermodynamic properties of a new stratospherically safe working fluid-refrigerant 134A. ASHRAE Trans., 94, 2095-2118.
59. Huber, L.M. and Ely, J.F., 1992, An equation of state formulation of the thermodynamic properties of R134a. Rev. Int. Froid, 15, 393-400.
60. Lavrenchenko, G.K. et al., 1992, Thermophysical properties of refrigerant R134a. Int. J. Refrig, 15, 386-392.
61. Cleland, A.C., 1994, Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties: extension to include R134a, Rev. Int. Froid, 17, 245-249.
62. Çengel, Y., and Boles, M.A., 1989, Thermodynamics. McGraw Hill Book Company, Singapore, p 550
63. Stoecker, W.F., 1989, Design of Thermal Systems. McGraw-Hill Book Company, New York, p 125
64. Gerald, F.G., 1980, Applied Numerical Analysis. Addison-Wesley Publishing Company, Sydney, p 15- 206
65. Ellis, P.F., 1981, Material selection guidelines for geothermal energy utilization systems. Radian Corp., Technical Report, Austin- Texas, DOE-RA-270261, 1-500.
66. Doruk, M., 1982, Korozyon ve önlenmesi. ODTÜ yayını, Ankara, 70, 50.
67. Yüksel, B., ve Çolak, S., 1992, Pasinler Belediyesi turistik tesis ve kaplıcalarında jeotermal enerjinin ekonomik kullanımı ve CO₂ gazının su içerisinde ayrıştırılması., 10, 20-24