

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SU KAYNAKLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN SİİRT' DE**  
**BİR UYGULAMA YLA İNCELENMESİ**

Makine Mühendisi Ercüment DANIŞ

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında**

**Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı : Doç.Dr. Ahmet KOYUN Yıldız Teknik Üniversitesi**

**İSTANBUL, 2007**

# İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
ÇİZELGE LİSTESİ .....	vi
ÖNSÖZ .....	7
<b>1. BÖLÜM GİRİŞ.....</b>	<b>10</b>
<b>2. BÖLÜM KAYNAK ARAŞTIRMASI ISI POMPALARI ÜZERİNDE YAPILAN ÇALIŞMALAR</b>	<b>15</b>
2.1 TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARI ÜZERİNDE YAPILAN ÇALIŞMALAR .....	15
2.2 SU KAYNAKLI ISI POMPALARI ÜZERİNDE YAPILAN ÇALIŞMALAR ...	17
<b>3. BÖLÜM ISI POMPALARI İLE İLGİLİ TEMEL BİLGİLER.....</b>	<b>22</b>
3.1 <i>TERMODİNAMİK ESASLAR</i> .....	22
3.2 <i>Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları</i> .....	24
3.3 <i>ISI KAYNAKLARI</i> .....	27
3.3.1 GENEL .....	28
3.3.2 KÜÇÜK SİSTEMLER: .....	28
3.3.2.1 Hava :.....	29
3.3.2.1.a) Atmosfer Havası :.....	30
3.3.2.1.b) Egzoz Havası : .....	31
3.3.2.2 SU :.....	31
3.3.2.3 TOPRAK :.....	33
3.3.2.4 KAYA :.....	35
3.3.2.5 GÜNEŞ :.....	35
3.4 Isı Pompasında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar .....	36
3.4.1 Soğutucu akışkan özellikleri .....	36
3.4.2 Kullanılan akışkanlar .....	38
3.5 KOMPAKT ISI POMPALARI KARAKTERİSTİK EĞRİLERİ .....	38
3.6 <i>PERFORMANS BİLGİSİYLE İLGİLİ BAZI YORUMLAR:</i> .....	42
3.7 <i>ORTA VE BÜYÜK BOYUTLARDAKİ ISI POMPALARI</i> :.....	42
3.8 <i>İSVEÇ' DEKİ TRENDLER</i> .....	43
3.9 <i>ENDÜSTRİYEL ISI POMPALARI</i> .....	44
3.9.1 Tanıtım :.....	44
3.9.2 PINCH ANALİZİNİN TEMELLERİ.....	46
3.9.3 Isı pompası yerleşimine ve ısı kaynağı seçimine uygulanan Pinch teknolojisi: ...	46

3.9.4	Isı Kaynağı Taleplerine karşı ısı pompası çeşidi	: .....	47
3.9.5	Isı Kaynağı Boyutu ve Sıcaklık Seviyesinin Önemi.....		48
3.9.5.1	Isı kaynağı boyutu	:.....	48
3.9.5.2	Isı Kaynağı Sıcaklık Seviyesi	:.....	50
3.9.6	Isı Kaynağının Sıcaklık Kayması	:.....	50
3.10	Çevresel Yönler	:.....	50
3.10.1	Küresel	:.....	50
3.10.2	Yerel	:.....	52
<b>4.</b>	<b>BÖLÜM SU KAYNAKLI ISI POMPALARI SİSTEMİ İLE İLGİLİ TEMEL ESASLAR .....</b>		<b>54</b>
4.1	Açık çevrimli sistemler.....		54
4.2	Dağıtım sistemi.....		55
4.3	SU KAYNAKLI ISI POMPALARININ FAYDALARI VE ZARARLARI.....		58
<b>5.</b>	<b>BÖLÜM PROJENİN ARAZİDE UYGULANMASI .....</b>		<b>59</b>
5.1	UYGULAMANIN AMACI.....		59
5.2	UYGULAMANIN YERİ.....		59
5.3	DÜZENEĞİN KURULUMU.....		60
5.4	TESİSATIN TESTİ .....		64
5.5	TESİSATIN GÖLETE DALDIRILMASI.....		66
5.6	GÖLETTEKİ ÖLÇÜM İŞLEMLERİ VE BAZI ÖLÇÜM DEĞERLERİ.....		69
<b>6.</b>	<b>BÖLÜM SU KAYNAKLI ISI POMPALARININ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDEKİ ISI TRANSFER ESASLARI .</b>		<b>71</b>
6.1	GENEL .....		71
6.1.1	BORUDA İLETİMLE MEYDANA GELEN ISI GEÇİŞİ .....		73
6.1.2	BORU İÇİNDE GERÇEKLEŞEN TAŞINIMLA ISI TRANSFERİ .....		75
6.1.3	PEFORMANS KATSAYISI (COP).....		77
6.2	<i>GÖLET DATALARI</i> .....		78
6.3	GÖLET İLE ÇEVRE ARASINDA MEYDANA GELEN ISI TRANSFERLERİ		80
6.3.1	GÖLET YÜZEYİ İLE ÇEVRE ARASINDA KONVEKSİYONLA MEYDANA GELEN ISI TRANSFERİ .....		82
6.3.2	GÖLET ÇANAĞI İLE TOPRAK ARASINDA KONDÜKSİYONLA MEYDANA GELEN ISI TRANSFERİ .....		84
6.3.3	GÖLETE GÜNEŞ RADYASYONU İLE GELEN ISI MİKTARI.....		85
6.3.4	YAĞMURLA GELEN ISI MİKTARI .....		85
6.3.5	BUHARLAŞMA İLE GÖLETTEN ÇIKAN ISI MİKTARI .....		86
6.3.6	GÖLETİN TOPLAM ISIL DEĞİŞİMİ .....		87
6.4	SERPANTİN DEVRESİNDE DOLAŞAN AKIŞKANIN GÖLETTEN ÇEKİTİĞİ ISI MİKTARI .....		87
6.5	<i>BİRİM BORU BOYUNCA GÖLETTEN ÇEKİLEN ISI MİKTARI</i> .....		90
6.6	<i>ISITMA SEZONUNDA GÖLETTEN ÇEKİLEN TOPLAM ISI MİKTARI</i> .....		92
6.7	<i>ISI ÇEKİMİDEN SONRA GÖLET SUYUNUN SICAKLIK DEĞİŞİMİ</i> .....		94
6.8	<i>Q* BOYUTSUZ ISI ORANI</i> .....		96
6.9	<i>T* BOYUTSUZ SICAKLIK ORANI</i> .....		98
6.10	<i>SU KAYNAKLI ISI POMPASININ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDEKİ BORU UZUNLUĞUNA GÖRE GÖLETTEN ÇEKİLEN ISI DEĞİŞİMİ</i> .....		99

6.11	<i>ISI POMPASININ EVAPORATÖR KISMINDA DİREKT GENLEŞMELİ SİSTEM KULLANILMASI</i> .....	101
6.12	<i>İKİ FARKLI SİSTEMİN PERFORMANS KATSAYILARININ BULUNMASI VE KARŞILAŞTIRILMASI</i> .....	102
6.12.1	Direkt Genleşmeli Sistem .....	102
6.12.2	Isıtıcı Akışkanın Su Olduğu Sistem.....	103
6.12.3	Karşılaştırma .....	103
6.13	<i>SERPANTİN DEVRESİNDE DOLAŞAN ISITICI AKIŞKANIN BORU BOYUNCA SICAKLIK DAĞILIMI</i> .....	104
6.14	<i>TEORİK HESAPLAMA İLE DENEYSEL UYGULAMA MUKAYESESİ</i> .....	106
6.15	<i>KAPASİTE HESABI</i> .....	106
6.15.1	Göletin Sadece Kazandıği Isının Göletten Çekilmesi İle Çalıştırılabilir Isı Pompası Hesabı .....	107
6.15.2	Göletin Tüm Isıl Potansiyelinin Göletten Çekilmesi İle Çalıştırılabilir Isı Pompası Sayısı .....	108
<b>7.</b>	<b>SONUÇ</b> .....	<b>110</b>
	KAYNAKLAR.....	112
	EKLER.....	117
Ek 1	Gölet dataları, yapılan ölçüm değerleri ve hesaplama çizelgeleri .....	117
Ek 2	Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin 1991 – 2003 arasındaki yıllara ait aylık sıcaklık, yağış, nem, rüzgar hızı, güneşli gün sayısı ve basınç değerleri .....	117
Ek 3	Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin 2005 yılına ait buharlaşma kartı .....	117
Ek 4	Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin güneş ışınları şiddetinin saatlik ortalama değerleri .....	117
Ek 5	Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin güneşlenme müddetinin saatlik kıymetleri tablosu .....	117
Ek 6	Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin toprak sıcaklıkları tablosu.....	117
Ek 7	Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin saatlik rüzgar cetveli	117
Ek 8	Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin yer rasatları .....	117
	ÖZGEÇMİŞ.....	137

## ŞEKİL LİSTESİ

ŞEKİL 1.1 : Kelvin Tarafından Öngörülen Sistem .....	11
ŞEKİL 3.1 Isı Pompası Prensi Şeması .....	22
ŞEKİL 3.2 Basit Rankine Çevrimi ve Isı Pompası Şeması.....	23
Şekil 3.3 Soğutma çevrimi ve elemanları. ....	25
Şekil 3.4 Isı pompası çevrimi ve elemanları. ....	27
Şekil 3.5 - Bir ısıtma sisteminde bir ısı pompasını üç değişik şekilde dizaynı .....	28
Şekil 3.6 - Hava ısı pompası için ortam havası Şekil 3.7 - Egzoz havası ısı pompası .....	30
Şekil 3.8 - Göl - Su Isı Pompası Şekil 3.9 - Yeraltı Suyu Isı Pompası .....	32
Şekil 3.10 Toprak Isı Pompası.....	34
Şekil-3.11 Toprak Kollektör Dizaynı Şekil-3.12 Kaya Isı Pompası.....	35
Şekil-3.13 – 1994-1998 İsveç’ de satılan toplam ünite miktarı .....	43
Şekil-3.14 1998 yılı boyunca İsveç’ de satılan üniteler Şekil 3.15- Bazı ülkelerde endüstriyel ısı pompası montaj sayıları 45	
Şekil 3.16 – Isı Pompası Tipi ve Endüstri Sektörüne Göre Endüstriyel Isı Pompası Montajları45	
Şekil 3.18 – Temel Pinch teknolojisi kuralları illüstrasyonları .....	46
Şekil 3.21 – CO <sub>2</sub> emisyonunun spesifik düşümü .....	51
Şekil 3.22 – 2 GWh/yıl ısıtma sistemi. Suyun ısı kaynağı olduğu ısı pompası. Bugünkü İsveç durumlarında.....	51
Şekil 4.1 Yer kaynaklı ısı pompasının işleyişi ve ısı dağıtım sistemi seçenekleri. ....	56
Şekil 4.2 - Çoklu ısı pompası sistemi ile ısı dağıtımı. ....	57
Resim 5.1 : Göletin genel görünümü .....	59
Resim 5.2 : Göletin yandan görünüşü.....	60
Resim 5.3 : Boruların dizilimi .....	61
Resim 5.4 : Boru bükme işleminin .....	61
Resim 5.5 : Sistemin montajı .....	62
Resim 5.6 : Şasiye çelik halat çekme işleminin .....	63
Resim 5.7 : Tesisatın genel görünümü.....	63
Resim 5.8 : Tesisatın ilk testi .....	64
Resim 5.9 : Tesisattaki kaçakların onarımı .....	65
Resim 5.10 : Tesisatın son testi .....	65
Resim 5.11 : Sistemin vinçe bağlanması.....	66
Resim 5.12 : Sistemin vinç ile suya taşınması .....	67
Resim 4.13 : Sistemin vinç ile suya taşınması .....	67
Resim 5.14 : Sistemin vinç ile suya tekrar taşınması .....	68
Resim 5.15 : Sistemin tamamen suya gömüldüğü an .....	68
Şekil 6.1 – Serpantin borusu birim elemanında meydana gelen ısı transferi çeşitleri.....	72
Şekil 6.2 Serpantin borusu birim elemanında iletimle meydana gelen ısı transferi gösterimi. 73	
Şekil 6.3 Gölet suyu ve devredeki akışkanın sıcaklık değişimi .....	77
Şekil 6.4 Gölet şeması.....	78
Şekil 6.6 Gölet ile toprak arasında kondüksiyonla meydana gelen ısı transfer yüzeyi.....	84

## ÇİZELGE LİSTESİ

TABLO 1.1 Farklı ısı kaynaklı bazı ısı pompalarına ilişkin tipik data.....	14
TABLO 2.1 : Literatür tarama fonksiyonel tablosu.....	15
TABLO 2.2 Literatür tarama fonksiyonel tablosu.....	17
TABLO 3.1 : Değişik ısı kaynaklı bazı ısı pompaları için tipik data .....	31
TABLO 3.2 : Isı Kaynaklarının Karşılaştırılması .....	39
TABLO 3.3 : BARTL Firması Su / Su Isı Pompası Karakteristik Değerleri.....	40
TABLO 3.4 : BARTL Firması Su / Su Isı Pompası Karakteristik Eğrileri.....	41
TABLO 3.5 Değişik IHP tiplerinin gömülü ısı ve ısı kaynağı arasındaki ilişki .....	47
TABLO 3.6 Değişik ısı pompası tipleri için Pinch sıcaklıkları ve sıcaklık yükselmeleri proses bölgeleri.....	49
TABLO 4.1 : Değişik sitemlerin performanslarının mukayesesi.....	57
TABLO 4.2 : Su kaynaklı ısı pompalarının faydaları ve zararları .....	58
TABLO 5.1 Göletteki bazı ölçüm değerleri.....	69
TABLO 5.2 Gölet suyunun aylara göre sıcaklık dağılımı .....	70
TABLO 6.1 Akışkan debisine göre gölede verilen ısı miktarı değişimi.....	89
TABLO 6.2 4 Mevsimde gün içindeki saatlere göre kaynaktan çekilen ısı miktarı eğrisi ....	89
TABLO 6.3 15 Ocak' da 1 m boru ile göletten çekilebilecek ısı miktarı [W].....	90
TABLO 6.4 1 metre serpantin borusu ile yıl ve gün boyunca göletten çekilebilecek ısı miktarı91	
TABLO 6.5 Sezon boyunca göletten çekilen ısı değişimi .....	92
TABLO 6.6 Yıl içinde göletten çekilebilecek ısı miktarı .....	93
TABLO 6.7 Siirt İli Yıllık Hava Sıcaklık Dağılımı .....	95
TABLO 6.8 Göletin yıllık sıcaklığı ve ısı çekiminden sonraki yıllık sıcaklık değişim eğrileri95	
TABLO 6.9 Siirt ilinde Ocak ayının 15. gününün saatlik sıcaklık değişimi .....	96
TABLO 6.10 Aylara göre $Q^*$ ısı oranı dağılımı.....	97
TABLO 6.11 Aylara göre $T^*$ sıcaklık oranı değişimi .....	99
TABLO 6.12 Serpantin boyuna göre kaynaktan çekilen ısı miktarı eğrisi .....	100
TABLO 6.13 Boru uzunluğuna göre ısıtıcı akışkan giriş-çıkış sıcaklık farkı değişimi .....	101

## ÖNSÖZ

Günümüzde salamura tipi eski klimaların bir kenara atılması nedeniyle artık, ısı pompalarının kullanım alanları ve sayısı gittikçe artmakta. Halk arasında moda olarak algılanan yaygınlaşma ile, daha önce aklımıza gelmeyen ortamların bile artık şartlandırıldığına şahit olmaktadır. Önceden “salonumuz klimalıdır” ibaresine imrenilerek bakılırken artık bunu çok olağan karşılamakta ve hatta eleştirmektediriz.

Ancak ülkemizde ısı pompaları ortam klimasından fazla öteye gidemediğine de müşahede etmekteyiz. Bunlar da genellikle hava kaynaklı ısı pompaları olarak karşımıza çıkmaktadır. Oysa üç tarafı denizlerle çevrili ve iç kesimlerinin de zengin akarsu, göllerle kaplı ülkemizin olmasına rağmen su kaynaklı ısı pompalarını uygulamayı bir kenara bırakın, isminin bile duyulmadığını görüyoruz. Toprak kaynaklı ısı pompaları uygulamaları ise ülkemizde sayılabilecek kadar azdır.

Alternatif enerji kaynaklarının arandığı bu dönemde, ısıtma ve soğutma proseslerinde değerli enerji kaynaklarını tüketmek ve çevreye de zarar vermektense mevcut ısı potansiyellerinden istifade etmemek anlamsız kalmaktadır. Ekolojik olarak da ısı pompalarının faydaları göz ardı edilmektedir. Bu amaçla ülkemizde yürütülen mühendislik çalışmaları da genelde ticari amaç doğrultusunda gelişmektedir. Bu konuda Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Makine Mühendisleri Odası ve diğer sivil toplum kuruluşlarına öncülük yapma, sanayi kuruluşlarının da finansman olarak üniversitelerdeki çalışmalara destek olma görevi düşmektedir.

Bu amaçla su kaynakları açısından zengin olan ve halen ikamet ettiğim Siirt ilinde, bu konu üzerinde bir çalışma yapmak istedim. Konunun teorik kısmının yanında, verimliliğini görmek ve biraz da bu tür uygulamalara dikkat çekebilmek amacıyla bu konu hakkında uygulamalı bir tez hazırlamaya karar verdim.

Halen Siirt İl Özel İdaresi’ nde Makine ve İkmal Müdürü olarak yürüttüğüm görevimin icabı olarak 210 personel, 145 araç ve iş makinesinin sevk ve idaresi ile bunların her türlü ihtiyaçlarının ihale yolu ile temini gibi ağır sorumluluğum ve yoğun iş tempomdan dolayı bu tezin hazırlanmasında birçok problem ve zaman sıkıntısı ile karşılaştım. Yine de bu tezle su kaynaklı ısı pompası tasarımını düşünenlere bir nebze ışık tutabileceğimden dolayı mutluyum.

Şubat 2007

Ercüment DANIŞ

Makine Mühendisi

## ÖZET

Genel olarak ısı pompalarını, kullandığı ısı kaynaklarına göre isimlendirmekte ve çeşitlendirmekteyiz. Buna göre ısı pompalarını hava kaynaklı, su kaynaklı, toprak kaynaklı, güneş kaynaklı ve kimyasal kaynaklı olarak çeşitlere ayırtmak mümkündür. Tezimizde daha çok su kaynaklı ısı pompalarına yer vereceğiz. Konu ile ilgili olarak ikamet ettiğim bölgenin yakınında bulunan Dicle Üni., Fırat Üni. ve Harran Üni.' ni, ayrıca İstanbul'daki diğer üniversiteleri dolaştım. Çoğu kaynakları taradım ve bu işle iştigal eden öğretim görevlileri ile bizzat görüşmeler yaptım. Dünyadaki diğer uygulamalar için ise ilgili makaleleri temin etme şansım oldu.

Su kaynaklı ısı pompaları ile ilgili Siirt il merkezine 60 km uzaklıkta bulunan Kurtalan ilçesine bağlı Saipbeyli Köyü'nde mukim bulunan yapay bir gölette uygulama yaptım. Bu tip ısı pompalarının dizaynı için gerekli bilgilerin bir kısmını Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü'nden temin ettim. Diğer gerekli dataları da uygulama yaptığım gölette ölçüm yapmak suretiyle temin ettim. Deney için, bir ısı pompasının dış ünitesi görevini görecektir bir serpantin hazırlayıp bunu gölete daldırdım. İçinden ısıtıcı akışkan (su) dolaştırmak suretiyle dolaşan suyun giriş-çıkış sıcaklıklarını, debisini, göletten çekilen ısı miktarını elde ettik. Bu verilerle yıllık, aylık, günlük ve saatlik göletten çekebileceğimiz ısı miktarını, göletin ısı kapasitesi ile yakın köyde kış mevsiminde bu göletle kaç konutun ısıtılacağını, bunu yapmakla gölet suyu sıcaklığında ne gibi değişiklikler olduğunu (ekolojik etki) ve sistemimizin rantabl olup olmadığını gördük.



**ABSTRACT**

Generally we recognize and classify heat pumps with their heat sources. We can make a division by calling them as air source heat pumps, water source heat pumps, ground source heat pumps, solar source heat pumps and chemical source heat pumps. In this Project usually we will discuss water source heat pumps. Because of this study, I visited Dicle Uni., Firat Uni., Harran Uni. which are in my region, and the other universities in İstanbul. I looked for some books in the libraries and made speeches with teachers. For other applications I received journals from the digital media.

I made an experiment about water source heat pumps in Kurtalan Town - Saipbeyli Village of which is 60 km distanced to the Siirt City centrum. I received some of datas which are required for this project from The Weather Forecast Institution of Siirt. The other datas are received from the lake by making measurements. In the application we made a serpantine and buried it in the lake to be an outdoor unit of a heat pump. By circulating heating fluid (water) in the system, we received entering and leaving temperatures, quantity of cycling water per hour, the heat taken from the lake. With these datas we defined the heat taken from the lake by yearly, monthly, daily, hourly values; how many houses of the nearest village can be heated in the winter by the lakes heat capacity, how did the temperature of the lake change (environmental results), and rantability of the system during a year.

**Keywords:** Water source heat pumps, heat pump application in Siirt, water loop heat pump.

# 1. BÖLÜM GİRİŞ

Tezimizde, ısı pompalarının bir tipi olan su kaynaklı ısı pompalarını ele alacağız. Bu konu hakkında genel tanıtıcı bilgi, ısı pompaları tarihçesi, dünyada yapılan çalışmalar, araştırmalar ve değişik uygulamalardan bahsedeceğiz. Bu amaçla bu tip ısı pompaları ile diğer ısı pompalarının mukayesesi ile bir ısı pompası tasarımında gerekli olabilecek hesaplama yöntemlerini içerikte bulmak mümkündür.

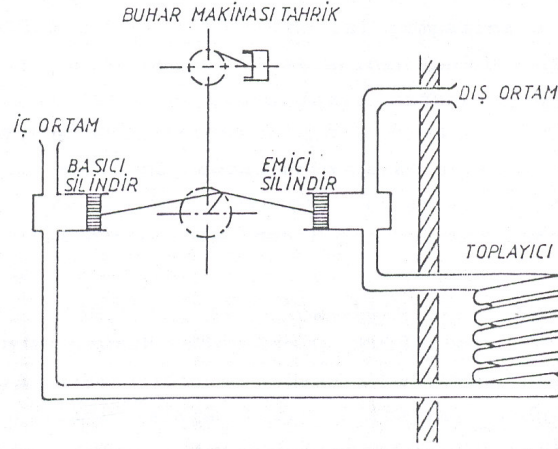
Ayrıca Siirt ilinde su kaynaklı bir ısı pompasının uygulama şeklini göstereceğiz. İlin mevsimsel olarak ortam şartlarının değişmesiyle mevcut ısı kaynağımızdan yararlanma imkanımızı ve yıl ve gün içindeki çalışma rantabilitesini de görebileceğiz.

Isı kaynağı olarak kullanılacak su ortamlarının derinlik miktarları fazla olmadığından derinlik boyunca sıcaklık değişiminin sabit olduğu kabulü esas alınarak su kaynağındaki ısı transferi incelenecek ve su kaynağının bu ısı transferinden etkilenip etkilenmediği, ayrıca yıl içinde en verimli olduğu dönemi tespit edilmeye çalışılacaktır. Su kaynaklı bir ısı pompası, ısıtma amaçlı olarak dizayn edilecektir.

Isı pompası kavramı yeni değildir ve genellikle 1852’de bir tasarımını yapan Lord Kelvin’e atfedilir. Gerçekte buhar sıkıştırımlı bir soğutucu bu tarihten 18 yıl önce Jacob Perkin tarafından tasarlanmıştır. Hava sıkıştırımlı soğutucular ilk defa 1805 yılında Philadelphia’ lı Oliver Evans tarafından ortaya atılmış ve 1849 yılında Charleston, South Carolina’da bir fizikçi olan Dr. John Gorrie tarafından imal edilmiştir. İlk buz fabrikası ise Avustralya’da James Harrison tarafından 1850 yılında kurulmuştur. Harrison aynı zamanda, 1851 yılında ilk defa bir bira fabrikasından soğutma tesisi kurulmuştur. İnsan yapımı ilk soğutucunun ise, Glasgow Üniversitesi’ nden Dr. William Cullen tarafından 1780 yılında, eterin buharlaştırılması ile gerçekleştirildiği bilinmektedir.[21]

Dr. John Gorrie’nin, 1851 yılında Amerika’da, patentini aldığı makine, ticari olarak imal edilen ilk soğutma makinasıdır. Fransa’da Ferdinand Carre 1851 ‘de ilk amonyak absorpsiyon ünitesini tasarlamıştır. Connecticut ‘dan Alexander Catlin Twining, buhar sıkıştırımlı sistemle, dünyada ilk defa ticari olarak, buz yapmak için, kompresyon makinasının patentini almıştır.

19.yüzyılında fiziksel sürecin anlaşılmaya başlanması ilgiyi ısı enerjisinin daha yüksek sıcaklıklara pompalanması olasılığına çekmiştir. Joule gazların sıcaklıklarını, basınçlarını ayarlayarak değiştirmenin prensiplerini kanıtlanmıştır. Isı pompasının teorik kavramı ise 1824'te Cezayir asıllı bir Fransız subayı olan Sadi Carnot tarafından tasvir edilmiştir. Lord Kelvin ise ısı pompasının veya kendi adlandırdığı şekliyle "ısı çoğaltıcısı"nı ilk ortaya atan kişidir. Kelvin 1852'de yayımladığı yazısında, kompresör ile bağlantılı genişletici kullanan bir sistem tanımlamıştır, ( Şekil 1.1). Bu sistemde hava, aynı zamanda bir ısı değiştirici olarak kullanılan, bir rezervuardan taşınmaktadır. Bu açık devre birimi, binaları ısıtma ve soğutmada kullanılabilir. Yayımında, Kelvin, kapalı devre buhar sıkıştırma devrelerinden söz etmiş; fakat günün koşullarında, ne soğutucular ne de motorlar elverişli olmadığından, modern ısı pompalarına benzer bir ısı pompası tasarlama olanağı bulamamıştır.



ŞEKİL 1.1 : Kelvin Tarafından Öngörülen Sistem

Bu fikirlerden yola çıkarak, soğutma ekipmanlarındaki gelişmeler 1870'lere çok çabuk ilerlemiştir. Uluslararası donmuş yiyecek ihtiyacını karşılamak amacıyla, bu yıllarda birkaç soğuk hava soğutma makinesi yapıldıysa da ; bunlar daha sonraları karbondioksit makinaları tarafından devre dışı bırakılmıştır. 1920'lerde ise amonyak sıkıştırma makinaları yerleşmiştir. Daha sonra küçük soğutucu ekipmanlarda, 1390'larda metilklorid kullanılmış; 1940'ların başındaysa ilk halokarbon soğutuculardan R.12 kullanılmaya başlanmıştır.

İlk ısı pompası tatbiki 1920'lerde, Kelvin'in çalışmaları geliştirilerek, Krauss ve Morley tarafından düşünülmüştür. Gerçekte bir ısı pompası varolmasa da, uygunluklarını incelemek, mevcut soğutma ekipmanlarının performanslarını analiz etmekle mümkündür.

İlk pratik ısı pompası ise, 1930 yılında , İskoç Haldane' in yapıp evinde kullanılmasına kadar ortaya çıkamamıştır. Haldane, bu makinada kaynak olarak havayı kullanmış ve hava koşullarının iyi olmadığı zamanlarda su ile desteklenmiştir. 1950'lerde ısı pompasına az da olsa ilgi artmış ; ancak petrol fiyatlarının gerilemesi ve bazı işletim zorluklarından ötürü fazla rağbet görememiştir. Ancak soğutma endüstrisinin gelişip, kimi zorlukların alt edilmesi ve yeni modellerin üretilmesine, bir de 1973-1974 yıllarında petrol fiyatlarının artması eklenince, ısı pompası yeniden ilginin odağı olmuştur.

1950'lerde Amerika ve İngiltere 'de, konut ısı pompalarında toprak kaynağının kullanımı ile ilgili çalışmalara başlanmıştır. Baker, 1950-51 kış ayları boyunca ortalama ısıtma tesir katsayısı 3'ün üzerine çıkan çift tesirli, toprak kaynaklı bir ısı pompası geliştirilmiştir. 1950-60 yıllarında piyasadaki düşük kaliteli ısı pompaları soğuk geçen ısıtma mevsimlerinde, zorlu şartlarda çalışmaya uygun olmadıklarından, başarısızlığa uğramış ve bu durum ısı pompası endüstrisini çökertmiştir.

Ancak 1970'lerdeki ekonomik kriz sonrasında, petrol fiyatlarının çok fazla artması nedeniyle, ısı pompalarının geliştirilmesinde büyük aşamalar kaydedilmiştir. Tüm bu çalışmalar sonucunda, sadece ABD 'nde 1972 yılında 94.000 olan hava/hava ısı pompası adedi, 1978 yılında 560.000'e yükselmiştir. Ancak 1980'lerde, doğal gazın ısıtmada kullanılması sonucunda, piyasanın gelişmesi gerilemese bile, azalmıştır.[22]

Endüstride olduğu gibi binalarda da ısı pompaları için ısı kaynakları burada tartışılacaktır. Ayrıca ısı kaynağı seçimiyle ilgili bazı çevresel yönere dikkat çekilir. Sadece ısı pompalama sistemleri içerikte var; örneğin kısmen ısı pompaları olarak da çalıştırılan klima tipleri hariç tutulmuştur. Halen İsveç' de yapılan ısı pompası kurulumları esas olarak küçük sistemlerdir. Atmosfer havası, egzoz havası, toprak ve kaya en yaygın ısı kaynağı tipleridir. Bu tip ısı kaynakları için COP, yatırım maliyetleri, çalışma sınırları ve şu anki İsveç pazarı hakkında datalar verilir. Bazı ülkelerdeki ısı pompası kurulumları ve bunların ısı pompası çeşidine göre ve ısı kaynakların sıcaklıklarına göre dağılımı hakkında daha da bilgiler sunulur. Isı kaynağı boyutu ve sıcaklığı seçerken, proses entegrasyonu yönünden bu parametreler arasındaki bağıntı ve ısı pompa çeşidi tercihi tartışılır. Son olarak ısı kaynağı sıcaklığı ve ekonomi üzerindeki etkisi sunulur. Diğer ısıtma teknolojileri ile karşılaştırıldığında ısı pompalarının karbondioksit emisyonunu azaltmadaki maliyet etkisi tartışılır. Temel sonuçlar şunlar : 1) Isı pompaları bir çok durumda gelecekte karbondioksitin azalmasına katkıda bulunabilir, 2) Sera gazı emisyonlarının azalması bakımından su esaslı ve atmosfer havası esaslı ısı pompaları

arasında büyük fark (daha büyük sistemler için daha fazla fark) vardır.

Isı kaynağı, ısı pompa sistemindeki en önemli parçalardan biridir ve teknik, ekonomik, evrensel olarak performans üzerinde büyük bir etkiye sahiptir. Bu tezde farklı ısı kaynakları için farklı yönler tartışılır. Hem endüstride hem de binalarda ısı kaynakları tartışılır. Ayrıca, çevresel yönler ısı kaynağı seçimini etkiler. Sadece ısı pompalama sistemleri içerikte bulunuyor; kısmen ısı pompaları olarak çalışabilen klimalar içerikte bulunmamaktadır. [52]

İnşaat sektöründe ısı kaynakları ile ilgili istatistiklerle ilgili olarak ; son yıllarda gelişme için uluslararası bilgi eksikliği vardır. Ancak IEA ısı pompa merkezi şu anda bu bilgiyi derliyor. Bu yüzden, İsveç üretiminden bazı bilgiler sunulmuştur.

Dünyada deniz suyundan elde edilen taze su miktarı yılda %5-7 civarında artıyor. Deniz suyu büyük tuz alma plantlerinde, çoğu zaman termal tuz alıcılarla, tatlı suya dönüştürülüyor. Termal tuz alma plantleri büyük miktarda ısı enerjisine ihtiyaç duyulur. Termal tuz alıcılar geri dönüşüm yöntemiyle çalışılır. Bu yöntem fiziksel olarak bir güçlü buhar plantinin güç değişimine yakındır ve tersinir özelliği bakımından ısı pompasının termodinamik dönüşümüyle aynıdır. Sonuç olarak termal tuz alma plantlerinin emme çeşidi diyagramı örneğinde olduğu gibi güçlü tuz alma plantlerinin çalışmasındaki etkinlik ısı pompalarının dahil edilmesiyle büyük ölçüde artıyor.

Bu parçada tarif edilen termodinamik analizler ısı pompalarının, ısı enerjisinin tuz alma ünitelerinde etkili bir biçimde kullanılabileceğini gösteriyor. Bu tuz alıcı plantinin akış diyagramındaki ısı pompasının dahil edilmesiyle sağlanıyor. Isının yanı sıra tuz alıcılardan enerji emilmesinin çevredeki sonucu ısı kirliliği, sera etkisidir. Buharlaştırıcılar ve tuz alıcılar için ısı çekimi güç santrallerinde ısı ve elektrik gücü üretimini azaltır. [53]

### **PERFORMANS BİLGİSİYLE İLGİLİ BAZI YORUMLAR:**

Tablo 1.1' de verilen COP seviyeleri, bütün durumlarda ısı kaynağı tarafındaki herhangi sirkülasyon pompaları için elektrik tüketimini içerir. Salamura sistemlerinde ısı kaynaklarının hem toprak hem de kaya çeşitlerinde bu pompa, toplam elektrik tüketiminin % 5 veya daha azına katkı sağlar.

Tablo 1.1' deki bütün bilgiler İsveç' deki yeni kurulumlar için yaygındır ama verilen bir durum için yerel ortamlar tabii ki farklı parametreleri hafifçe etkileyebilir.

Normalde kullanılan akışkan sıvılar da tabloda gösterilir. Sıvı seçimindeki ısı kaynağının etkisi küçüktür ya da dikkate alınmaz. Gerekli olan sıcaklık ve bu yüzden kondenserdeki basınç seviyesi nedeniyle, bu durumda ısı kaynağı tarafı daha önemlidir.

Yeni monte edilen hava esaslı ve salamura esaslı ünitelerin uygunluğu ve problemleri ile ilgili eski deneyimler çok iyidir. 1998’de yaklaşık 20.000 ünite monte edilmiştir ve eski dönemde sadece 10 resmi şikayet olmuştur.

COP’ u geliştirmenin yıllardır tartışılan bir yolu ısı kaynağının sıcaklık akışı ve ısı kaynağı sistemlerinde non-azeotropik bir karışım kullanmaktır. Tablo 1’e göre geniş ısı kaynağı sıcaklık akışına sahip bir tip var, egzoz gazı diye isimlendirilen tip. Isı çanağı kısmen musluk suyu olduğu gibi, bu akış da önemli olabilir. Bununla birlikte COP gelişimi, sadece buharlaştırıcıdaki ( ve kondenserdeki ) akış ters akıntı modunda olduğu zaman başarılabilir. Bu, hava esaslı ısı kaynağı için makul basınç düşüşleri ile tabi ki başarmak mümkün değil. Bu yüzden şu sonuca varılabilir, Tablo 1’de gösterilen hiçbir çeşitte COP gelişiminin olabirliği uygulanabilir değil. [52]

TABLO 1.1 Farklı ısı kaynaklı bazı ısı pompalarına ilişkin tipik data [52]

Isı kaynağı	Dağıtıcı COP Sistem	Enerji Dağılımı %	Isı Kaynağının Sıcaklık Akışı(K)	Yatırım Maliyeti USD/Kw Isı Kapa.	Çalışan Akışkan	
Ortam havası	hava	2.2–2.6	70/B (tap suyu hariç)	6–8	3000/3–4	407C 410
Ortam havası	su	2.3	70/B	6–8	5000–6000/4–5	407C 134a
Egzost havası		3.1	60/C	20–25	5000–6000/2	290
Toprak-su		2.5–2.7	90–95/A	3	10,000–11,000/7–8	134a 407C
Kaya-su		3.0	90–95/A	3	11,000–12,000/7–8	134a 407C

## 2. BÖLÜM KAYNAK ARAŞTIRMASI

### ISI POMPALARI ÜZERİNDE YAPILAN ÇALIŞMALAR

#### 2.1 TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALARI ÜZERİNDE YAPILAN ÇALIŞMALAR

Güneş ışınları yeryüzüne ulaştığında, söz konusu ışınlarının bir kısmı; yeryüzüne çarparak atmosfere yansırken, geri kalan kısmı toprak tarafından yutulmaktadır. Yutulan bu enerjiden faydalanma fikri ilk olarak II. Dünya savaşından sonra ortaya atılmıştır. Dünyanın enerji darboğazına girdiği dönemlerde, bu konu her zaman gündeme gelmiş ve konu ile ilgili çalışmalara hız verilmiştir. İlk olarak 1950’lerde Ingersoll, topraktan, borular vasıtasıyla ısı çekilmesinin matematiksel olarak modellenmesi üzerine çalışmış ve Kelvin Çizgisel Kaynak Teorisini kullanarak topraktaki sıcaklık dağılımlarını iyi bir yaklaşıklıkla elde etmiştir. Daha sonra 1955 yılında Jeager ve Carslaw’ un çalışmaları sonucu sabit yüzey sıcaklığı kabulünün temel ifadeleri elde edildi. II. Dünya savaşından sonra başlayan ve günümüze kadar devam eden, yarım asrı aşkın süre içerisinde, toprak kaynaklı ısı pompaları ile ilgili, teknolojinin de gelişmesi ile bağlantılı olarak bir çok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların bazıları aşağıdaki çizelgede özetlenmiştir. [15]

TABLO 2.1 : Literatür tarama fonksiyonel tablosu

ARAŞTIR MACI	ZAMAN	KONU VE İÇERİK	UYGULAMA	SONUÇ
Ingersoll	1950	Topraktan ısı çekilmesi	Borular vasıtasıyla ısı çekilmesinin matematiksel olarak modellenmesi üzerine çalışmış	Kelvin Çizgisel Kaynak Teorisini kullanarak topraktaki sıcaklık dağılımlarını iyi bir yaklaşıklıkla elde etmiştir.
Hadley	1949 yılında	Toprak kaynaklı ısı pompaları	Tek boyutlu çalışmalarda, birçok deneyden zamana bağlı olarak elde edilen dataları birbirleriyle ilişkilendirerek bir model oluşturmuştur.	Bu model ile Kelvin çizgisel kaynak yaklaşımının çok tutucu bir yaklaşım olduğunu göstermiştir.
Jeager ve	1955	Toprak kaynaklı	Toprak yüzey sıcaklığı	Sabit yüzey sıcaklığı

Carslaw'		ısı pompaları		kabulünün temel ifadeleri elde edildi.
Vestal ve Fluker	1954-1956	Toprak kaynaklı ısı pompaları	Tek boyutlu çalışmalarda, analitik hesap yöntemleri ile, çok sayıda deneyden elde edilen dataları birbirleriyle ilişkilendirmişlerdir.	Konuyla ilgili grafik çözüm yöntemi geliştirmişlerdir.
Bose	Son yıllarda	Çeşitli şekillerde yerleştirilmiş yatay toprak ısı değiştiricileri üzerinde çalışmıştır	Avrupa Ekonomik Topluluğu Komisyonu bir fizibilite çalışması yaptırmıştır.	Sistemin Kopenhag, Paris ve Marsilya 'da uygunluğu araştırmıştır.
Baker	Son yıllarda	Konutlar için toprak kaynaklı ısı pompaları uygulamaları	Toprak ısı değiştiricilerin tasarımı üzerine çalışmış.	Yaptığı deneysel çalışmada elde ettiği sonuçların, teorik olarak elde edilen sonuçlara uygunluğunu göstermiştir
Kavanaugh	Son yıllarda	Dikey toprak ısı değiştiricilerinde ısı incelenmiş	U-tüp ve eşksenli dikey ısı değiştiriciler üzerinde çalışmalar yapmıştır. Eşksenli dikey ısı değiştiricileri üzerinde, ayrıca araştırmalar yapmıştır.	İsveç 'te ise çalışmalar bölünmüş tip değiştiricileri üzerinde yoğunlaşmıştır.
Bose	Son yıllarda	Toprak kaynaklı ısı pompaları	Güneş enerjisinden kaynak olarak faydalanan ısı pompalarıyla birlikte çalışmalarını da incelemiştir.	
Whitacre ve Holt	Sırasıyla 1974 ve 1976 yılında	Kutup bölgesindeki toprağa gömülü gaz boru hattının etrafından transfer olan ısı miktarı için bu model dizayn edilmiştir.	Yer altı suyunun hareketleri sadece hidrolik açıdan incelenmiştir, termal etkiler göz önüne alınmamıştır.	Bu model yer altı suyunun hareketlerinin analizini içerir.
Andrews ve	1979 – 1981	(İki boyutlu)	Bu model trnsys bilgisayar	Bu model kullanılarak elde



Metz	yılında	çalışmalarla bir model oluşturmuşlardır.	programı ile kullanılmaktadır. Bu model, yatay yer ısı değiştiricileri ve gömülü tanklar için dizayn edilmiştir.	edilen sonuçlar, deneysel datalar ile Metz (1979) ve Bose (1981) tarafından karşılaştırılmıştır
Kalman	1980 yılında	(tek boyutlu) çalışmalarda, Kelvin çizgisel kaynak yöntemi üzerine modelini kurmuştur.	Bu yöntemin boru cidarındaki dirençlerin hesaplanabilmesi için uygunluğunu araştırmıştır.	Bu yöntemin uygun olduğunu analitik hesap yöntemleri ile göstermiştir
Cube	1980 yılında	Avrupa'da yaptığı (iki boyutlu) çalışmalarda oluşturduğu modellerle, toprak özellikleri zaman ve derinliğin fonksiyonu olarak hesaplamıştır.	Topraktaki donma olayı bu çalışmada hesaplanmıştır.	Bu model, minimum yer ısı değiştiricisi mesafesi 2,5ft (0,8m) ve 0,5-3,5ft (0,5-1m) değerlerindeki optimum derinliği hesaplamak gibi temel dataların oluşturulmasında kullanılmıştır.

## 2.2 SU KAYNAKLI ISI POMPALARI ÜZERİNDE YAPILAN ÇALIŞMALAR

TABLO 2.2 Literatür tarama fonksiyonel tablosu

ARAŞ-TIRMACI	ZAMAN	KONU VE İÇERİK	UYGULAMA	SONUÇ
Chao Chen, Feng-ling Sun, Lei Feng ve Ming Liu	2004 yılında	Yer Altı suyu kaynaklı ısı pompası hava şartlandırma sistemi	Pekin' de bir rezidens binasına uygulanmasını denediler. 14C deki suyu düşük sıcaklıklı bir ısı kaynağı olarak kullandılar. Bölgede yaptıkları testleri sistemin işletme ve kontrol durumları için iki yıl boyunca test ettiler.	Halkın kullandığı ısı pompalarının güç ekipmanları ve ısı pompası terminalerini temel alan sistemin enerji korunumu karakteristiklerini incelediler.

<p>Milind V. Rane, Madhukar ve S. Tandale</p>	<p>2004 yılında</p>	<p>boru-boru ısı eşanjöründe sudan-suya ısı transferi konulu deneysel ve analitik bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada boru-boru ısı eşanjörünün düşük maliyetli, ısılarını değiştiren iki sıvının karışmasının engellemede güveni artıran çift duvarlı bir ısı eşanjörü olduğunu anlatılır.</p>	<p>Bu sistemin motor soğutma devresinde, yağ soğutmada, buzdolapları ve klimalardaki ısı düşürmelerde, ilaç ve kimya sanayilerinde, rafinerilerde vs. potansiyel olarak kullanılabildiği anlatılır. Boru-boru ısı eşanjörü ısı pompaları evaporatör ve kondenserlerde, gemi gaz türbinlerindeki yağlama yağı soğutmasında, süt pastörizesi uygulamalarında başarılı bir şekilde kurulabildiği anlatılır. Bu tip ısı eşanjör konfigürasyonunun teorik ve deneysel sonuçlarının literatüre yerleştirilemediğinden bahsedilir. Isı transfer çarpanı (COP) ve pompa gücü boru uzunluğu ve serpantin yüzey alanı için deneysel olarak tanımlanmıştır.</p>	<p>Boru-boru ısı eşanjöründe 7 sıralı serpantin yatırımı yapılması durumunda düz borulu eşanjöre göre COP'unun % 17 daha yüksek olarak optimum performans sağladığı gösterilir. İki çıkışlı beş serpantin düz borulu boru-boru ısı eşanjörüne göre ısı transfer performansının daha zayıf olduğu belirtilir. Deneysel sonuçlar aynı zamanda serpantin kesitindeki katmanların sayısının optimizasyonda belirleyici olduğunu gösterir. Düz boru tipinin termo-hidrolik performansının analitik modelinin üretildiği ve deneysel olarak değer verildiği gösterilir.</p>
<p>Qinghai Luo, Gangfa Tang, Zhiqiang Liu, Jingwei Wang</p>		<p>Drenajdan ısı alışveriş prototipinin orijinal akış yolu ve ısının gömüldüğü yer ile termoelektrik ısı pompası arasındaki sıcaklık farkını dikkat çekecek şekilde düşürmesi</p>	<p>Performans testleri, prototipin konvansiyonel elektrikli su ısıtıcılarına göre % 38 güç sarfiyatından tasarruf edilebileceğini gösterir. Sıcak su kullanan binalarda, gemilerde ve diğer analog hareketli bölgelerde enerji tasarrufu için iyi bir pratik örnektir.</p>	<p>Deneyleri termoelektrik(TE) ısı pompası sisteminin elektrikli ısıtıcı cihazdan daha verimli olduğunu kanıtladı. Bu sistemin ısıtma COP' u uygun işletme koşullarında 1,6' dan daha yüksek bir değere ulaştı. Böylece iyi bir performans elde edilir.</p>

<p>Y. Kato, Y. Sasaki, Y. Yoshizawa</p>		<p>Magnezyum oksit/su reaksiyon sistemi kullanan bir kimyasal ısı pompasını; gaz türbini, dizel motor ve yakıt hücreleri kullanan kojenerasyon sistemlerine uygulanabilmesi beklenmektedir. Isı pompasının uygulanabilirliği, 30 ve 203 kPa arasındaki hidrasyon işletme basınçları altında deneysel olarak düşünüldü.</p>	<p>Deneyde, işletme için uzun ömürlü bir reaktant, silindirik bir reaktörün içine paketlenmiştir. İşletme çevrimi, termik olarak kontrol edilen değişik durumlarda tekrarlanırdı. İleri ve ters reaksiyonlar, reaktör yatağı sıcaklık dağılımının ölçülmesiyle çalışıldı. Reaktör yatağının pratik olarak mümkünatı, deneysel sonuçlar temelinde tartışılır.</p>	<p>Kimyasal ısı pompası kojenerasyon sistemlerinde enerji verimi elde edilebileceği gösteriliyor. Aynı zamanda enerji sarfiyatını ve global karbondioksit emisyonunu düşürmeye yardımcı olur.</p>
<p>Zhiwei Lian, Seong-ryong Park, Wei Huang, Young-jin Baik, Ye Yao</p>	<p>Ekim 2003</p>	<p>Su devreli ısı pompa sistemi (WLHPS) ve benzinli motor tahrikli ısı pompasının (GHP) birleşimi fikri, ilk olarak bir araştırmada daha çok klima sisteminin enerji sarfiyatını azaltmak için düşünüldü.</p>	<p>Çin’ de gerçek bir proje içinde tanıtıldı ve geleneksel bir klima sistemi (CACS) ile ve (EHP-WLHPS), teknik özellikler ve yatırım geri dönüş süreci bakımından karşılaştırıldı.</p>	<p>Bu anlaşıldı ki GHP-WLHPS ‘sinin amortisman süresi, CACS ile karşılaştırıldığında yaklaşık 2 yıl ve EHP-WLHPS ile karşılaştırıldığında ortalama 2,6 yıldır. Bu nedenle bu, daha geniş ölçüde uygulanmaya değer bulunmuştur.</p>
<p>W. Wang, Z. Ma, Y. Jiang, Y. Yang, S. Xu, Z. Yang</p>	<p>Ekim 2004</p>	<p>Soğuk bölgeler için iki kademeli bir ısı pompası ısıtma sisteminin alan test yatırımı. Bu araştırmada su kaynaklı ısı pompası ve hava</p>	<p>ASHP’nin soğuk çevrede çalışma durumunun ve ısıtma performansını elde etme amacıyla gerçekleştirildi. İlk kez Pekin’ de pratik bir proje sistemi kuruldu ve alan</p>	<p>Test sonuçları, DSCHP’in soğuk bölgelerde ısıtma için düzgünce ve verimli bir şekilde kullanılabilirliğini gösterdi. Geleneksel ASHP ısıtma sistemi ile karşılaştırıldığında, DSCHP ısıtma</p>

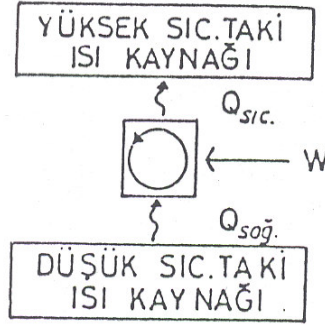
		kaynaklı ısı pompasını birbirine birleştiren iki aşamalı birleştirilmiş bir ısı pompası ısıtma sistemi anlatılır.	testi bir ay süreyle yapıldı.	sisteminin işletme karakteristikleri büyük ölçüde gelişti ve sistemin soğuk bölgelerde oldukça etkili kullanımının sağlayabileceğini kanıtladı.
V.V. Slesarenko	Ocak 2001	Deniz suyunun tuzsuzlaştırılması için ısı enerjisi kaynağı olarak ısı pompaları	Bu çalışmada tarif edilen termodinamik analizler ısı pompalarının, ısı enerjisinin <b>tuz alma</b> ünitelerinde etkili bir biçimde kullanılabilirliğini gösteriyor.	Etkili ve küçük kapasiteli termal tuz alma plantinin yapısı taze su üretebilmek için, ısı kaybını telafi etmek ve enerji tüketiminin azaltılması amacıyla bir ısı pompası içermelidir. Bir termal tuz alma plantinin buhar ve su çevrimi üzerinde çalışan kompresyon ısı pompası bağlanmasıyla tuz alma prosesinin ekonomik ve termodinamik göstergelerini <b>2-3</b> kat artırır.
Thore Berntsson, İSVEÇ	Mayıs 2000	Isı kaynakları- teknoloji ekonomi ve çevre. Bazı ülkelerdeki ısı pompa kurulumları ve bunların ısı pompaları çeşidine göre ve ısı kaynaklarının sıcaklıklarına göre dağılımı hakkında bilgiler sunulur.	Parametreler arasındaki ilişki ve ısı pompa çeşidinin tercihinin yanı sıra ısı kaynağı boyutunu ve sıcaklığını seçerken entegrasyon süreci tartışılır. Isı kaynağı sıcaklığının, ekonomi üzerindeki etkisi sunulur. Isı pompalarının karbondioksit emisyonunu azaltmadaki etkisi diğer ısıtma teknolojileri ile karşılaştırılır.	1) Isı pompaları bir çok durumda gelecekte karbondioksitin azalmasına katkıda bulunacaktır ; 2) Daha büyük sistemlerde su ve atmosfer kaynaklı ısı pompaları arasında sera gazlarının emisyonunun azaltılmasındaki verimliliği bakımından büyük fark (daha büyük sistemler için daha fazla fark) vardır.
D. Lindenberger, T. Bruckner, H.-M. Groscurth,	Mayıs 1999	Güneş bölge ısıtma sisteminin optimizasyonu : mevsimlik depo, ısı pompaları ve karma üretim	Dinamik enerji, emisyon ve maliyet optimizasyonu modeli olan “deeco” daha çok mevsimsel depolamalı güneş bölge ısıtma sistemlerinin Bavarian	Isı temininin % 80 ine kojenasyon ve güneş ile, emisyonların; CO <sub>2</sub> in % 33, SO <sub>2</sub> nin % 20 ve NO <sub>x</sub> in % 22 düşmesine, maliyetlerin % 120 artmasıyla ulaşılabilir. Elek-

R. Kimmel			Araştırma Vakfı'nın pilot projesinin analizi için üretildi ve uygulandı.	triğin fosil olmayan enerji kaynaklarından üretilmesi durumunda % 40' dan fazla fosil yakıt tasarrufu sağlanması mümkündür.
-----------	--	--	--	---

### 3. BÖLÜM ISI POMPALARI İLE İLGİLİ TEMEL BİLGİLER

#### 3.1 TERMODİNAMİK ESASLAR

Isı pompası gerçekte bir soğutma makinasıdır ve ikisini birbirinden ayıran tek şey kullanım amacıdır. Isı pompasının kullanımındaki amaç, ısıtma aylarında düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çekerek, bu ısıyı yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına ısıtmakta kullanmaktır. Çift tesirli ısı pompaları soğutma mevsiminde bir soğutma makinesi olarak kullanılırlar. Görevleri, temel olarak, yine düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çekip, bu ısıyı yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına aktarmak olsa dahi; burada kullanım amacı, yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına ısıtmak olmayıp, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağını soğutmak olduğundan, soğutma makinesi adına alır.



ŞEKİL 3.1 Isı Pompası Prensiş Şeması

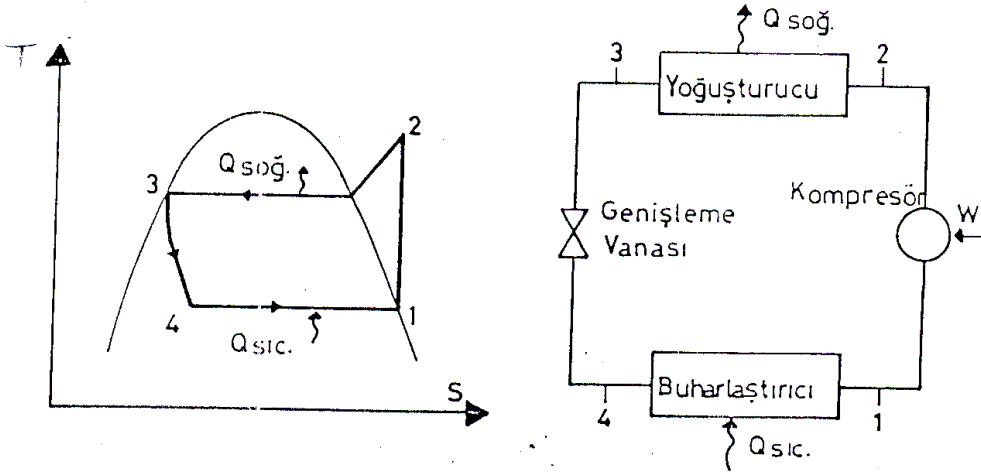
Gerçekte ısı pompası ve soğutma makinesi aynı düzenek olduğundan her ikisinin de termodinamiğı aynıdır. Ancak uygulamada soğutma makinaları genellikle tasarım şartlarına yakın çalışırlar. Isı pompası çalışma şartları ise, geniş bir aralıkta sık sık değışir. Bu yüzden kontrol ve ayar cihazları daha önemlidir.

Isının, soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına nakledilmesi çeşitli şekillerde gerçekleştirilebilir. Buna göre ısı pompası çeşitleri aşağıdaki gibidir:

- 1- Buhar sıkıştırımalı
- 2- Absorbsiyonlu

- 3- Gaz çevrimli
- 4-Jet buhar püskürtmeli
- 5- Stirling Çevrimli
- 6- Adsorbsiyonlu
- 7- Resorbsiyonlu
- 8- Rankine / buhar sıkıştırmalı
- 9-Termoelektrik

Şekil 3.2' de basit Rankine buhar sıkıştırmalı çevrimi ve bir ısı pompası şeması görülmektedir. Burada çevrim akışkanı (soğutucu akışkan) halokarbon veya amonyak olabilir. Akışkan düşük basınçta, düşük sıcaklıkta ısı kaynağından ısı çeker ve kompresör basıncı  $P_1$ 'den  $P_2$ 'ye yükselir. Yoğuşturucuda ise yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına ısı verildikten sonra genişleme vanasında tekrar  $P_4 = P_1$  basıncına dönerek çevrimi tamamlar.



ŞEKİL 3.2 Basit Rankine Çevrimi ve Isı Pompası Şeması

Isı pompasının iyilik derecesini gösteren Isıtma Tesir Katsayısı (gaye/bedel oranı) .

$$ITK = \frac{Q_{sic}}{W} = \frac{Q_{sic}}{Q_{sic} - Q_{soğ}} \quad (3.1)$$

Endüstride olduğu gibi binalarda da ısı pompaları için ısı kaynakları burada tartışılacak. Ayrıca ısı kaynağı seçimiyle ilgili bazı çevresel özellikler açığa çıkarılır. Sadece ısı pompa sistemleri ile kısmen ısı pompaları olarak da çalıştırılan klimalar içerikte mevcuttur. Son yıllarda İsveç’ de yapılan ısı pompası kurulumları daha çok küçük sistemlerdeki atmosfer havası, egzoz havası, toprak ve kaya en yaygın ısınma kaynakları olmuştur. COP, yatırım maliyetleri, çalışma sıvıları ve şu anki İsveç piyasası hakkında bilgiler verilecektir. Bazı ülkelerdeki ısı pompa kurulumları, bunların ısı pompa çeşidine göre ve ısı kaynaklarının sıcaklıklarına göre dağılımı hakkında daha da bilgiler sunulur. Parametreler arasındaki ilişki ve ısı pompa çeşidi tercihinin yanı sıra, ısı kaynağı boyutunu ve sıcaklığını seçerken entegrasyon süreci tartışılır. Son olarak, ısı kaynağı sıcaklığı ve ekonomi üzerindeki etkisi sunulur. Diğer ısıtma teknolojileri ile karşılaştırıldığında ısı pompalarının karbondioksit yayılımını azaltmadaki etkisi artırılır. Temel sonuçlar şunlardır ; 1) Isı pompaları bir çok durumda gelecekte karbondioksitin azalmasına katkıda bulunacaktır; 2) Sera gazlarının yayılımının azalması bakımından suyu ve atmosfere dayalı ısı pompaları arasında büyük fark (daha büyük sistemler için daha fazla fark) vardır.

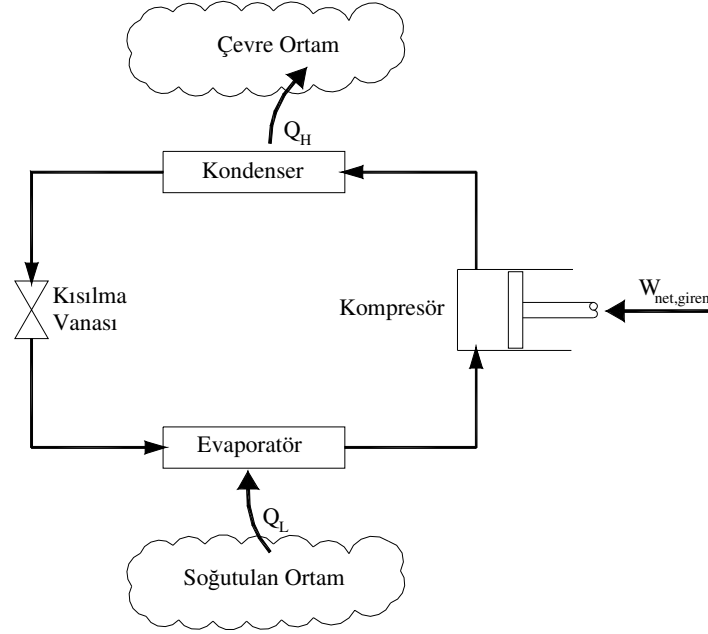
### 3.2 Soğutma Makineleri ve Isı Pompaları

Isı geçişinin her zaman sıcaklığın azaldığı yönde olduğu bilinen bir gerçektir, bir başka deyişle, ısı geçişi yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama olur. Bu doğal bir olgudur ve kendiliğinden gerçekleşir. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi ancak soğutma makinelerinin kullanımı ile olanaklıdır.

Soğutma makineleri bir çevrim esasına göre çalışır ve soğutma çevriminde kullanılan akışkana “soğutucu akışkan” adı verilir. En yaygın kullanılan soğutma çevrimi buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir ve Şekil 3.3’ de gösterilen dört elemanla gerçekleşir; kompresör, kondenser, kısılma vanası ve evaporatör.

Soğutucu akışkan kompresöre buhar olarak girer ve burada kondenser basıncına sıkıştırılır. Kompresör çıkışında kızgın buhar halinde olan akışkan çevre ortama ısı vererek soğur ve yoğunlaşır. Akışkan kondenserden sonra kılcal borulara girer ve kısılma etkisiyle basıncı ve sıcaklığı büyük ölçüde azalır. Soğutucu akışkan daha sonra evaporatörde soğutulan ortamdan ısı alarak buharlaşır. Çevrim, buharlaştırıcıdan çıkan akışkanın kompresöre girmesi ile tamamlanır. Bir soğutma makinesinin genel çizimi Şekil 3.3’de gösterilmiştir. Burada  $Q_L$ ,  $T_L$  sıcaklığındaki soğutulan ortamdan çekilen ısıyı göstermektedir.  $Q_H$  ise  $T_H$  sıcaklığındaki ılık ortama verilen ısıyı simgelemektedir.  $W_{net, giren}$ , soğutma makinesine girilen net iştir.





Şekil 3.3 Soğutma çevrimi ve elemanları.

Bir soğutma makinesinin verimi “etkinlik katsayısı” ile ifade edilir ve  $COP_{SM}$  ile gösterilir. Soğutma makinesinin amacı soğutulan ortamdan ısı çekmektir ( $Q_L$ ). Bu amacı gerçekleştirmek için iş yapılması gerekir ( $W_{net, giren}$ ). Bu durumda soğutma makinesinin etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$COP_{SM} = \frac{\text{Elde edilmek istenen değer}}{\text{Harcanması gereken değer}} = \frac{Q_L}{W_{net,giren}} = \frac{m_R (h_1 - h_4)}{m_R (h_2 - h_1)} \quad (3.2)$$

Bir çevrim için enerjinin korunumu ilkesi

$$W_{net,giren} = Q_H - Q_L \quad (3.3)$$

olduğundan, soğutma makinesinin etkinlik katsayısı,

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad (3.4)$$

şeklinde de yazılabilir.  $COP_{SM}$  değeri birden büyük olabilir. Başka bir deyişle, soğutulan ortamdan çekilen ısı, bunu sağlamak için yapılması gereken işten daha büyük olabilir.

Düşük sıcaklıkta bir ortamdan yüksek sıcaklıkta bir ortama ısı enerji aktaran bir başka makine de Şekil 3.4' de gösterilen ısı pompasıdır. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler, fakat kullanım amaçları farklıdır. Bir soğutma makinesinin amacı düşük sıcaklıktaki ortamı, ortamdan ısı çekerek çevre sıcaklığının altında tutmaktır. Daha sonra çevreye veya yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi, çevrimi tamamlamak için yapılması zorunlu bir işlemdir fakat amaç değildir. Isı pompasının amacı ise bir ortamı sıcak tutmaktır. Bu işlevi yerine getirmek için düşük sıcaklıktaki bir ısı enerji deposundan alınan ısı, ısıtılmak istenen ortama verilir. Düşük sıcaklıktaki ısı enerji deposu genellikle soğuk çevre havası, kuyu suyu veya toprak, ısıtılmak istenen ortam ise bir evin içidir.

Isı pompasının etkinliği de "etkinlik katsayısı",  $COP_{IP}$  ile ifade edilir.

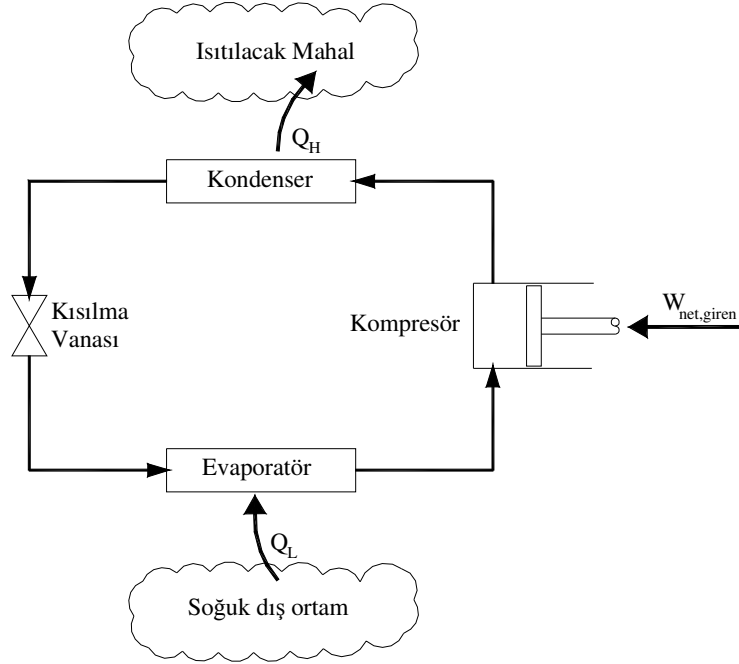
$$COP_{IP} = \frac{\text{Elde edilmek istenen değer}}{\text{Harcanması gereken değer}} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} = \frac{m_R(h_3 - h_1)}{m_R(h_3 - h_2)} \quad (3.5)$$

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H} \quad (3.6)$$

(3.4) ve (3.6) numaralı denklemler karşılaştırıldığı zaman,  $Q_H$  ve  $Q_L$  değerleri her iki çevrimde de eşit olmak koşuluyla aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$COP_{IP} = COP_{SM} + 1 \quad (3.7)$$

Bu sonuç ısı pompasının etkinlik katsayısını her zaman birden büyük olduğunu göstermektedir, çünkü  $COP_{SM}$  her zaman artı değere sahiptir. Başka bir deyişle, en kötü durumda bile ısı pompası bir elektrikli ısıtıcı gibi çalışacak, tükettiği kadar elektrik enerjisini eve ısı olarak aktaracaktır. Bugün kullanılan ısı pompalarının mevsimlik ortalama  $COP$  değerleri 2 ile 3 arasındadır. (Çengel ve Boles, 1996)



Şekil 3.4 Isı pompası çevrimi ve elemanları.

### 3.3 ISI KAYNAKLARI

Isı kaynağı ısı pompa sistemindeki en önemli parçalardan biridir ve performans üzerinde teknik, ekonomik, evrensel olarak büyük bir etkiye sahiptir. Bu bölümde farklı ısı kaynakları için farklı yönler tartışılmaktadır. Hem endüstride hem de binalarda ısı kaynakları ele alınmıştır. Ayrıca ısı kaynağı seçimiyle ilgili bazı evrensel özellikler açığa çıkarılır. Sadece ısı pompa sistemleri içerikte bulunuyor; kısmen ısı pompaları olarak çalışabilen klimalar içerikte bulunmamaktadır.

Isının çekildiği ve atıldığı kaynakların aynı sıcaklıkta olmaları halinde, ısı pompası maksimum verimle çalışır. Dolayısıyla mümkün olan en sıcak kaynak, ısı pompası için en uygun kaynaktır. Ancak, kaynak sıcaklığının doğrudan kullanıma imkan vermeyecek bir değerde olması gerekir. Aksi takdirde ısı pompasına gerek duyulmaz.

Isı pompalarında hava, su, toprak ve güneş enerjisi olmak üzere başlıca dört kaynaktan yararlanır. Bunlardan ilk üçü tek başlarına kullanılabilirle beraber, güneş enerjisi genellikle yardımcı kaynak olarak kullanılmaktadır. Atık ısı ve lağım sularından da özel durumlarda ısı kaynağı olarak yararlanılabilir.

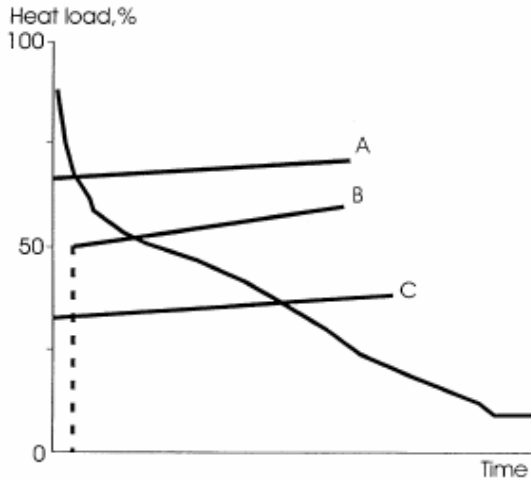
İnşaat sektöründe ısı kaynakları ile ilgili istatistiklerle ilgili olarak ; son yıllarda gelişme için uluslararası bilgi eksikliği vardır. Ancak **IEA** Isı Pompa Merkezi şu anda bu bilgiyi derliyor. Bu yüzden, bu bölümde İsveç üretiminden bilgiler sunulmuştur. [52]

### 3.3.1 GENEL

Dikkate alınması gereken önemli ısı kaynağı parametreleri şunlardır;

- \* Mutlak sıcaklık seviyesi ( COP ve komponentlerin boyutlarından etkilenecek)
- \* Yıllık sıcaklık değişimleri
- \* Hava veya su çeşidi
- \* Sıcaklık akışı (Komponentlerin boyutu kadar iyi COP için termodinamik fırsatlardan etkilenecek)
- \* Yatırım maliyeti
- \*Elde edilebilme

Bu parametreler özellikle yıllık sıcaklık değişimleri bir ısı pompasının bir sıcaklık sisteminde nasıl kullanıldığını belirler. Şekil 3.5' de üç farklı yol gösterilir. Aşağıda en yaygın kullanılan ısı kaynakları için bütün parametreler tartışılmaktadır.



Şekil 3.5 - Bir ısıtma sisteminde bir ısı pompasını üç değişik şekilde dizaynı

### 3.3.2 KÜÇÜK SİSTEMLER:

Küçük sistemler burada bir ailelik evlere uygun sistemler olarak tanımlanmaktadır.

Bu uygulama için temel ısı kaynağı şunlardır :

- \* Atmosfer havası

\* Egzoz Havası

\* Göl veya nehir suyu

\* Toprak

\* Kaya

Bu ısı kaynakları aşağıda tartışılmaktadır.

### 3.3.2.1 Hava :

Hava, ısı pompası için üniversal, ucuz bol bir ısı kaynağıdır. Bu yüzden tüm ülkelerde kullanılır. En büyük avantajları, sürekli bulunmasından başka, geniş bir uygulama alanında bulunması; kullanılan ekipmanların makul boyutlarda olması ve nispeten düşük işletme ve tesis maliyetleri gerektirmeleridir. Ayrıca tasarımı için, çok geniş ve ayrıntılı bilgi kaynakları mevcuttur, ve kompakt halde çok geniş çalışma şartlarında nispeten ucuza üretilebilmektedir. Hava kaynaklı ısı pompalarının iki büyük dezavantajı vardır. [42]

1. Hava sıcaklığının çok değişken olması

2. Buzlanma problemi

Isı ihtiyacımızın yüksek olduğu anlarda kaynak sıcaklığı da düşüktür. Bu da, ısı pompasının ısıtma kapasitesinin düşmesine neden olur. Bu durumda genellikle ek bir ısıtma kaynağına gerek duyulur. Isı kaynağı sıcaklığının çok değişken olması projelendirmeyi ve ekipman seçimini de zorlaştırır. [43]

Hava kaynaklı ısı pompalarında, buharlaştırıcıda ısı geçişini sağlamak amacıyla, kaynak sıcaklığı ile soğutucu akışkan sıcaklığı arasında genellikle 10°C civarında fark olur. Buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı 0°C ' nin altına düştüğünde, hava içinde bulunan su buharı buharlaştırıcı yüzeyleri üzerinde yoğunlaşarak buzlanmaya sebep olur. Buzun, buharlaştırıcı yüzeyleri üzerinde uzun süre birikmesine müsaade edildiği takdirde ısı geçişi engellenir. Bu durumda ısı pompası ısıtma tesir katsayısı ve kapasitesinin düşmesine neden olur. Yapılan araştırmalar buz birikiminin 9.8-14.6 kg/m<sup>2</sup> değerine kadar ısı geçişini artırıcı yönde rol oynadığını engellemek için buzun periyodik olarak buharlaştırıcı yüzeylerinden çözülmesi gerekmektedir. Hava kaynaklı ısı pompalarında bir başka problem de buharlaştırıcıda ısı geçişinin düşük olmasıdır. Bu yüzden ısı geçişini arttırmak amacıyla genellikle genişletilmiş yüzeylerden ve fanlardan yararlanır. Hava / hava ısı pompalarında buharlaştırıcı yüzeyleri, yoğunlaştırıcı yüzeylerinden daha büyüktür ve buharlaştırıcı yüzeylerinden geçirilen hava

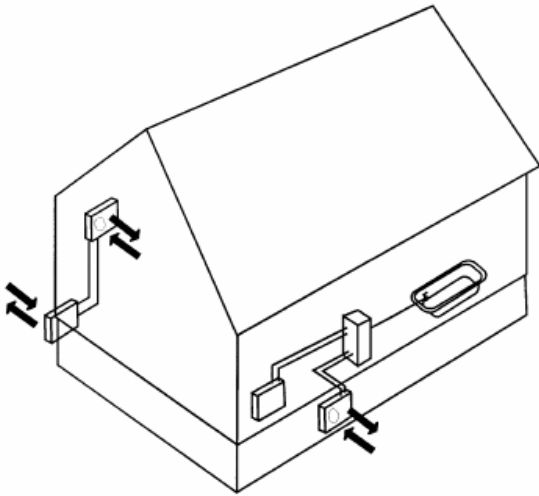
debisi de yoğuşturucu yüzeylerinden geçirilen hava debisinden % 50-100 oranlarında daha fazladır. [42]

### 3.2.2.1.a) Atmosfer Havası :

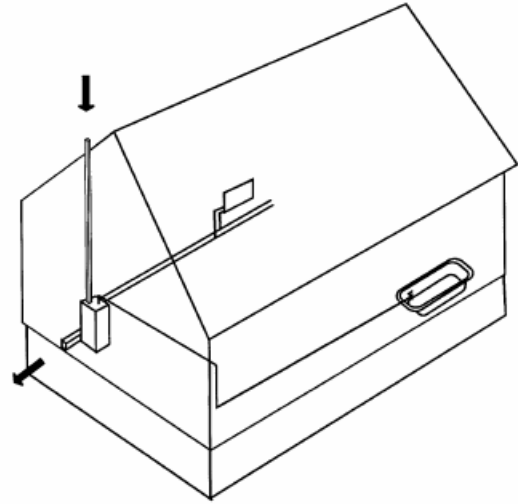
Bu ısı kaynağı tabii ki elde edilebilme bakımından mükemmeldir. Ancak diğer birçok ısı kaynaklarıyla karşılaştırıldığında mutlak sıcaklık seviyesi bağıl olarak düşüktür. Diğer problemler yıllık sıcaklık değişimidir ki; bu da ısı pompasının ısı karakterinin beklenilenin tersi olmasıdır.

Bu yüzden bir atmosfer havası ısı pompası Şekil 3.5' deki B eğrisine göre dizayn edilmiştir, diğer parametreler için tipik bilgiler Tablo 3.1 de verilir.

En az iki çeşit atmosfer havası ısı pompası vardır. Bir tanesi su ısıtmak için (musluktaki kullanım suyu radyatörü) ve bir tanesi de, daha küçüğü, havanın ısıtılması için ( oda ısıtması ) dizayn edilmiştir. İkinci çeşit normal olarak ters işletme için de dizayn edilmiştir; örneğin yazın klimalar için de kullanır. Bu çeşitteki büyük çalışma farklılıkları yüzünden, birçok durumda değişken devirli skrol kompresörler ile donatılmıştır. Hava ısı pompasına tipik bir atmosfer havası Şekil 3.6' de gösterilir. [52]



Şekil 3.6 - Hava ısı pompası için ortam havası



Şekil 3.7 - Egzoz havası ısı pompası

TABLO 3.1 : Değişik ısı kaynaklı bazı ısı pompaları için tipik data [52]

Isı Kaynağı	Dağıtıcı	COP	Enerji Dağılımı %	Isı Kaynağının	Yatırım Maliyeti	Çalışan
Kapa.	Akışkan		Sistem	Şek-1 Deki Dizayn Tipi	Sıcaklık Akışı(K)	USD/Kw Isı
Ortam havası	hava	2.2–2.6	70/B	6–8	3000/3–4	407C 410
Ortam havası	su	2.3	70/B	6–8	5000–6000/4–5	407C 134a
Egzoz havası	su	3.1	60/C	20–25	5000–6000/2	290
Toprak	su	2.5–2.7	90–95/A	3	10,000–11,000/7–8	134a 407C
Kaya	su	3.0	90–95/A	3	11,000–12,000/7–8	134a 407C

### 3.3.2.1.b) Egzoz Havası :

Isı Kaynağı egzoz gazı için tipik bir sistem Şekil 3.7' de gösteriliyor. Oda sıcaklığında egzoz gazı ısı kaynağı olarak kullanılır. Bu gazın ısısı ya donma noktasının altına ya da yanına kadar düşürülür. Bu yüzden ısı pompası normal olarak dondurmayan bir sisteme dayanır. Radyatör ve musluk suyu ısıtılır. Tablo 3.1' de bilgi verilmektedir. Tablodaki yatırım maliyeti, diğerinden daha fazla parça içerdiği (örneğin; su tankı musluğu) için benzer olanlarla direkt olarak karşılaştırılmaz. [52]

### 3.3.2.2 SU :

Kuyulardan göllerden, nehirlerden, şehir şebekesinden ve üretim işlerinden elde edilen su , ısı kaynağı olarak kullanılabilir.

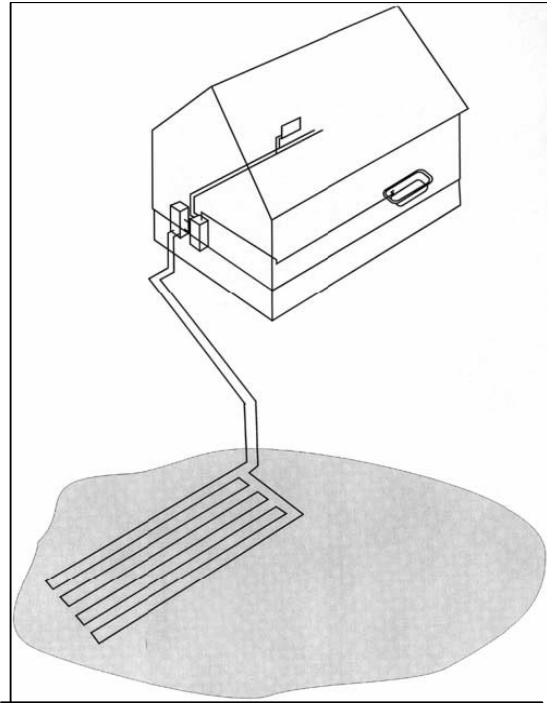
Kuyu suyu, 45-150 metre derinlikte ve kuzey ülkelerinde yaklaşık 10°C, güney ülkelerinde ise 16°C sıcaklıklarda elde edilebilir. Yıl boyunca su sıcaklığının fazla değişmemesi büyük bir avantajdır. Göl, nehir ve benzeri yer üstü sularında ise sıcaklık yıl boyunca kuyu sularına göre daha fazla değişmekle beraber, değişim havada olduğu kadar değildir. Ülkemizde yer üstü sularının genellikle 0°C altına düşmemesi de ayrıca bir avantajdır. [42]

Kuyu suyundan yararlanıldığında, sıcaklığı düşmüş olarak buharlaştırıcıyı terk eden suyun kaynak sıcaklığını düşürmemesi için, genellikle bir daha kullanılmamak üzere bir başka yere atılması gerekmektedir. Ayrıca kuyu suyundan yararlanabilmenin bir başka şartı da yüksek debilerde su elde etmenin mümkün olmasıdır. Dolayısıyla suyun bir defa kullanılması ve büyük miktarlarda gerekmesi, kuyu suyundan yararlanma olanaklarını kısıtlar. Gene de arazide yeterli derecede ve uygun özelliklerde suyun bulunma belirsizliği, sondaj ve bakım maliyetinin yüksek olması kullanımı pek azaltmıştır. Ancak kuyu suyunun maliyeti küçük tesisler için gene de pek uygun değildir.

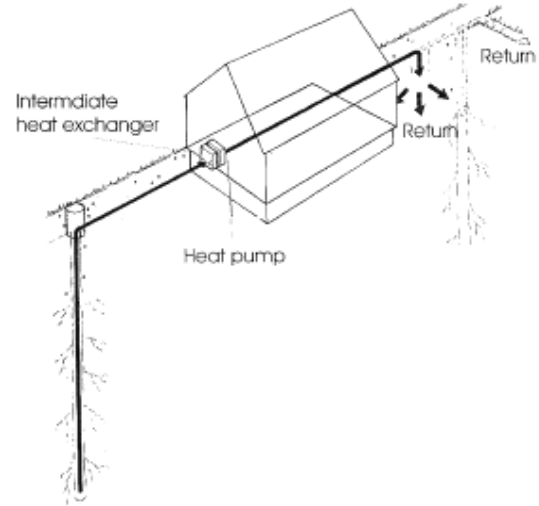
Kaynak olarak su kullanıldığı takdirde, kullanılan suyun kalitesi de önemlidir. Su kalite testi, kesinlikle yapılmalı ve içerdiği mineraller korozyon probleminden ötürü önceden incelenmelidir.

Suyu kaynak olarak kullanmanın bir başka avantajı ise, ısı değiştiricilerinde, ısı geçişinin daha yüksek olmasıdır. Ancak ısı değiştiricilerinin daha verimli ve kompakt yapılmaları gerekmektedir. [42]

Göl suyunun kullanımı için tipik bir sistem Şekil 3.8’ de gösteriliyor. Ekonomi için tabi ki ev ve kollektör arasındaki boru uzunluğunun kısa olabilmesi önemlidir. Bu tür ısı kaynağı çok nadir kullanılır. Uygun bilgi toprak ısı pompasınıninkine çok yakındır. [52]



Şekil 3.8 - Göl - Su Isı Pompası



Şekil 3.9 - Yeraltı Suyu Isı Pompası

Sistemin başka bir çeşidinde yeraltı suyu kullanılır. Su kazılmış bir kuyudan alınır ve buharlaştırıcıdan geçer (direkt veya endirekt olarak ara ısı eşanjörüne). Su daha sonra kolektöre gönderilir (örneğin; su drenaj sistemi), ama bu yeraltı suyunun azaltıldığı ve bu yüzden bir çok durumda tavsiye edilmediği anlamına gelir. Diğer bir alternatif yeraltı suyunu tekrar geri vermektir. Ama bu, tasarım ve yerel jeolojik durumlara bağlıdır. Bu yüzden yeraltı suyu ısı pompaları yaygın olarak kullanılmaz.



### 3.3.2.3 TOPRAK :

Isı kaynağı olarak toprağın kullanılması, diğer sistemlere göre daha pahalıdır.

Toprak altına gömülen borulardan doğrudan soğutucu akışkan veya daha ucuz olması bakımından, genellikle salamura geçirilir. Toprak ısı değiştiricileri, yatay ve dikey olmak üzere iki şekilde yerleştirilir.

Toprağın bileşimi, yoğunluğu, içerdiği nem miktarı ve gömme derinliği, toprak ısı değiştiricisinin seçimini ve boyutlandırılmasını etkiler. Toprak özelliklerinin zamana bağlı olarak değişmesi projelendirmede güçlük yaratan sebeplerden birisidir. Aynı şekilde ısı pompası da çalıştırıldığı andan itibaren toprağın özelliklerini etkiler. Örneğin, ısı pompası ile ısıtma yapıldığı takdirde, toprak ısı değiştiricisine yakın yerlerde toprak sıcaklığı düşer. Dolayısıyla bu bölgede nem miktarda ve toprak özellikleri değişir. Salamuranın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı da aynı sebeple düşer, dolayısıyla ısı pompası kapasitesi ve ısıtma tesir katsayısı doğrudan etkilenir. Soğuk yörelerde, ısıtma yapıldığı süre içinde toprağa yeterli kadar ısı girişi olmazsa, kış aylarında topraktan sürekli çekilen ısı nedeniyle, toprağın donması tehlikesi de mevcuttur. [44]

Ancak ısı kaynağı olarak toprağın, havaya göre genellikle daha uygun sıcaklıklara sahip olması ve sıcaklık değişiminin daha stabil olması avantajıdır. Ayrıca, salamura-soğutucu akışkan ısı değiştiricilerinin, hava-soğutucu akışkan ısı değiştiricilerine göre daha az bir sıcaklık farkında çalışabilmeleri, toprak kaynaklı ısı pompalarının hava kaynaklı ısı pompalarına göre bir diğer avantajı olmaktadır. [42]

Toprak kaynaklı ısı pompaları, buharlaştırıcısında topraktan çekilen ısıyı kullanan ısı pompalarıdır. Toprakla olan ısı alışverişi, toprağa yatay veya dikey olarak gömülmüş toprak ısı değiştiricileriyle gerçekleştirilir. Su veya salamura, toprak ısı değiştiricisini oluşturan borulardan geçirilerek elde edilen ısı enerjisi, ısı pompasındaki buharlaştırıcıda soğutucu akışına aktarılır. Toprak kaynaklı ısı pompalarında her ne kadar ısı kaynağı toprak ise de; ısı, topraktan sıvı akışkan vasıtası ile çekildiğinden kullanılan ısı pompaları su (salamura) / hava, su (salamura) / su ısı pompalarıdır.

Tipik bir toprak sistemi Şekil-3.10 de gösterilir. Boruların etrafına çok daha fazla buzlanmayı engellemek için, kollektörün tasarımı Şekil-3.11 de gösterilir. Uzunluk evin boyutuna bağlı olarak 150-500 m' dir. Bu da 600 m<sup>2</sup>' ye ihtiyaç duyulduğu anlamına gelir. Sistem için diğer bilgiler Tablo 3.2 de verilmiştir.

Kollektör sistemi, ya borulardaki akan sıvının direkt buharlaşması için ya da dolaylı olarak borulardaki salamura için tasarlanabilir. Direkt buharlaşmanın hem avantaj hem de dezavantajları vardır. Bu durum Granryd tarafından iyi özetlenmektedir. [52]

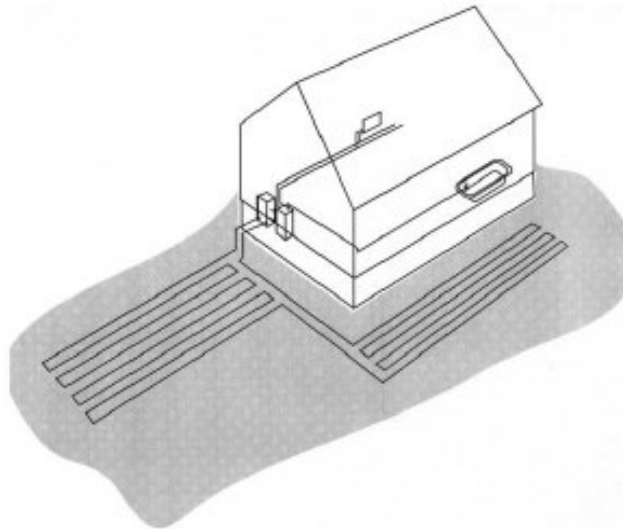
**Avantajları Şunlardır :**

- \* Daha küçük sıcaklık kayıpları olduğu ve sirkülasyon pompasına ihtiyaç duyulmadığından dolayı daha yüksek COP fırsatları
- \*Çok daha az yatırım maliyetleri için fırsatlar

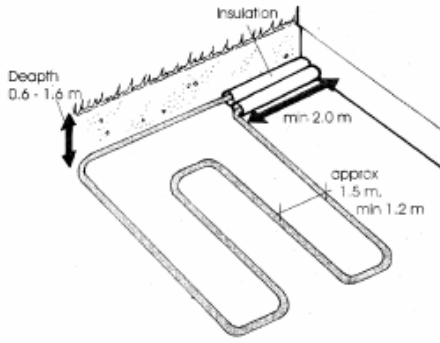
**Dezavantajları Şunlarıdır :**

- \* Daha az esnek bir sistem. Pompa, bu sorudaki ısı kaynağının çeşidi için tasarlanmak zorundadır.
- \* Daha yüksek çalışan (dolaşan) sıvı şarjı
- \* Yağ dönüşünde potansiyel problemler

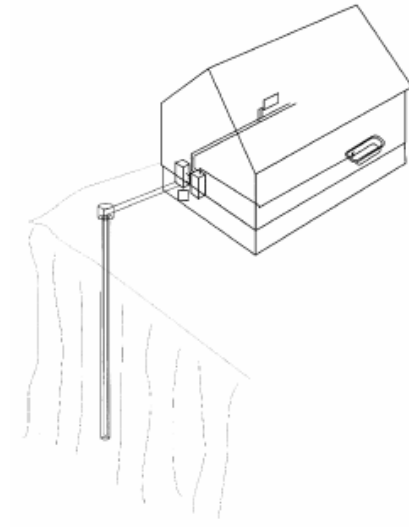
İsveç deneyimine göre, direkt buharlaşmayla özellikle de yağ dönüşümüyle ve bu yüzden de kompresör hataları olabilir. Bu da İsveç' deki kurulumların çoğunun endirekt sistemler olmasının nedenidir.



Şekil 3.10 Toprak Isı Pompası



Şekil-3.11 Toprak Kollektör Dizaynı



Şekil-3.12 Kaya Isı Pompası

#### 3.3.2.4 KAYA :

Isı kaynağı olarak kayanın tipik bir sistemi Şekil 3.12 da gösterilir. İçinde normalde çift borunun yerleştirildiği bir kayada bir delik açılır. Çift borunun etrafı kumla doldurulur. Çukurunun uzunluğu evin boyutuna bağlı olarak 50-200 m' dir. Bir çok delikli büyük sistemlerde, aralarında çok fazla ısı iletimini önlemek için tüpler arasında 70-100 m gibi iyi bir mesafeye olması önemlidir. Sistem için bilgiler Tablo 3.1'de verilmektedir. [52]

#### 3.3.2.5 GÜNEŞ :

Isı kaynağı olarak güneş enerjisinden yararlanmanın en büyük avantajı, ısı pompası buharlaştırıcı sıcaklığının yüksek seçilebilmesine imkan vermesidir. Dolayısıyla ısıtma tesir katsayısı yükselmiş olur. Güneş enerjisinden yararlanan ısı pompası sistemleri, daha düşük toplayıcı sıcaklıklarında çalıştılarından, toplayıcı verimi diğer güneş enerjisi sistemlerinde olduğundan yüksektir.

Kaynak olarak güneş enerjisinden yararlanıldığında iki temel sistem söz konusudur. Bunlar direkt ve endirekt sistemlerdir. Direkt sistemlerde toplayıcılar buharlaştırıcı görevi görür. Endirekt sistemlerde ise toplayıcıdan su buharı geçirilerek kaynak olarak buharlardan yararlanılır.

Ancak, hava kaynağında olduğu gibi, ısı ihtiyacının yüksek olduğu günlerde güneş enerjisi de az olduğundan, ek bir ısıtma tesisatına veya ısının depolanmasına gerek vardır. Bu da zaten pahalı olan sistem maliyetinin artmasına neden olur.

### 3.4 Isı Pompasında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma sistemini tasarlarken kullanılacak birçok soğutucu akışkan vardır. Bunlar arasında Freonlar veya cloroflorokarbonlar (CFC), amonyak , propan , etan , etilen gibi hidrokarbonlar, karbondioksit, uçakların iklimlendirilmesinde kullanılan hava ve donma noktasının üzerindeki bazı uygulamalarda kullanılan su sayılabilir. Yukarıda belirtilen soğutucu akışkanlardan freonlar piyasada kullanılan soğutucu akışkanların en büyük bölümünü oluşturur.

Soğutucu akışkan seçiminde etkili olan iki parametre, soğutucu akışkanın, ısı alışverişinde bulunduğu iki ortamın, baka bir deyişle soğutulan ortamın ve çevrenin sıcaklıklarıdır. Birim zamanda yeterli ısı geçişini sağlayabilmek için soğutucu akışkanla, ısı alışverişi bulunduğu ortam arasında 5-10°C kadar bir sıcaklık farkının bulunması gerekir.

Bir soğutma çevriminde en düşük basınç, buharlaştırıcıda gerçekleşir ve çevrime hava sızmasını önlemek için bu basıncın atmosfer basıncının üzerinde olması gerekir.

Yoğuşturucuda, soğutucu akışkanın sıcaklığı ve böylece basıncı ısı verilen ortamın sıcaklığı ile belirlenir. Yoğuşturucuda soğutma, hava yerine su ile yapılırsa daha düşük yoğuşma sıcaklıkları ve buna bağlı olarak daha yüksek etkinlik katsayıları elde edilebilir. Fakat büyük endüstriyel tesisler dışında suyla soğutma ekonomik değildir.

Soğutucu akışkanın yoğuşturucudaki sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının altına düşmez. Soğutucu akışkanın bu sıcaklığa karşı gelen doyma basıncı, kritik basıncın çok altında olmalıdır. Böylece ısı verme işleminin yaklaşık olarak izotermal olması sağlanabilir.

Soğutucu akışkanın zehirleyici olmaması, pas yapmaması, yanıcı olmaması kimyasal bileşiminin sabit olması ve doğal olarak ucuz ve kolay bulunabilir olması, göz önüne alınması gereken diğer etkenlerdir. Bir ısı pompasında kullanılan soğutucu akışkandan beklenen özellikler aşağıda maddeler halinde belirtildiği gibidir. [16]

#### 3.4.1 Soğutucu akışkan özellikleri

1. Akışkanlarda yüksek gizli ısı istenir. Buna bağlı olarak kompresör ve evaporatör küçülecek, dolayısıyla otomatik kontrol teçhizatları ucuzlayacaktır. Bu özellik aynı zamanda sistemin etkinliğini de artırır.
2. Uygun buharlaşma basıncı ve hacmi istenir. Yüksek basınçta buhar hacmi düşük, düşük basınçta ise büyüktür. Her ikisinin de uygun değerlerde olması istenir. Akışkanın normal

atmosfer basıncında kaynama sıcaklığı çok yüksek ise normal soğutma sıcaklıklarında buharlaştırmak için çok düşük basınç gerektirir. Bu olay vakum oluşturur ve eğer kırık veya çatlak olursa sisteme hava girer ve içindeki su buharı donarak borularda tıkanma olmasına sebep olur.

3. Düşük yoğuşma basıncı istenir. Kompresörde sıkışıp basıncı artan buharı soğutarak sıvı hale döndürmek için uygun soğutma ortamı gerekir. Pratik olarak su ve hava kullanılır. Basınç ne kadar düşük olursa tesisat o kadar ucuz olur, basıncın artmasıyla malzeme et kalınlığı da artar.
4. Yüksek kritik basınç ve sıcaklığı istenir. Buharı sıkıştırmak için gerekli basınç ne kadar düşük ise kompresör gücü ve maliyeti de o kadar düşük olur.
5. Düşük donma sıcaklığı istenir. Akışkan donma sıcaklığı düşük olması olağan dışı durumlarda dizayn yapılması gerektiğinde geniş basınç aralıklarında ısı pompasının çalışması sağlanabilir.
6. Yağlama yağı üzerinde fazla etkili olmamalıdır. Kimyasal etki yapmamalıdır. Yağın incilmesi sistemdeki parçalar için zararlıdır. Akışkan yağda erirse yağ incelir. Bazen de yağın tümü eriyerek akışkanla sürüklenir ve kompresör tamamen yağsız kalır. Genel olarak bir miktar yağ akışkanla sistem içine yayılır, bu yağın tekrar kompresör emme tarafına gitmesi gerekir. Elimizde kullanabileceğimiz uygun akışkan yoksa, yağla eriyen akışkanı kullanmak zorunda isek yüksek akışkan hızı seçmek gerekir.
7. Yüksek ısı geçirgenliğine sahip olması istenir. Böylece sistemin; mahal ve çevrede oluşan değişik sıcaklık koşullarına karşı tepkisi daha seri olacaktır. Ayrıca soğutucu akışkanın bu özelliğe sahip olması ısı transfer yüzeylerinin küçülmesini sağlar.
8. Küçük viskozite istenir. Akışkanın hem sıvı hem de su buharı halindeki viskozitesi düşük olmalıdır. Viskozitesi büyük olan akışkanların basınçlandırılması için gerekli olan enerji miktarı daha fazladır.
9. Elektrik iletkenliğinin olmaması istenir. Ayrıca yanıcı, zehirli ve tahriş edici olmamalıdır. Tamir sırasında borularda mutlaka bir miktar akışkan bulunur.
10. Ucuz ve saf olmalıdır. Su ile karışığında asit etkisi yapmamalıdır. Ozon tabakasına zararlı olmamalıdır. Sera etkisine sebep olmamalıdır.

### 3.4.2 Kullanılan akışkanlar

Geleneksel olarak ısı pompalarında çoğunlukla kullanılan akışkanlar ve akışkanlar ile ilgili özellikler aşağıdaki belirtilmiştir.

- CFC - 12           Düşük ve Orta sıcaklık       (maksimum 80°C)
- CFC - 114        Yüksek sıcaklık               (maksimum 120°C)
- R - 500           Orta sıcaklık                   (maksimum 80°C)
- R - 502           Düşük - orta sıcaklık       (maksimum 55°C)
- HCFC - 22       Düşük sıcaklık ısı pompaları (maksimum 55°C)

### 3.5 KOMPAKT ISI POMPALARI KARAKTERİSTİK EĞRİLERİ

Projelendirme esnasında, ısı pompası seçiminde tasarımcı, firma kataloglarından yararlanmak zorundadır. Kataloglarda ısı pompası kapasite ve ısıtma tesir katsayıları tablolar veya diyagram halinde verilir. Tablolarda belirli çalışma şartlarındaki karakteristik değerler öğrenilebilirken; ara değerlerin iterasyon ile bulunması gerekir. Oysa ısı pompası karakteristik diyagramlarında, çalışma limitleri içindeki her çalışma şartını, ısıtma tesir katsayısını ve kapasiteyi bulmak mümkündür.

Kataloglarda, ısı pompasının ana elemanlarının ayrı ayrı karakteristik eğrilerine rastlamak mümkündür; ancak tasarımcının en çok işine yarayan, ısı pompasının genel karakteristik ve ısıtma tesir katsayısı eğrileridir.

Tablo 3.2 ve Tablo 3.3 de BARTL firmasına ait çeşitli su/su ısı pompalarına ait değerler, diyagramlar verilmiştir. [45]

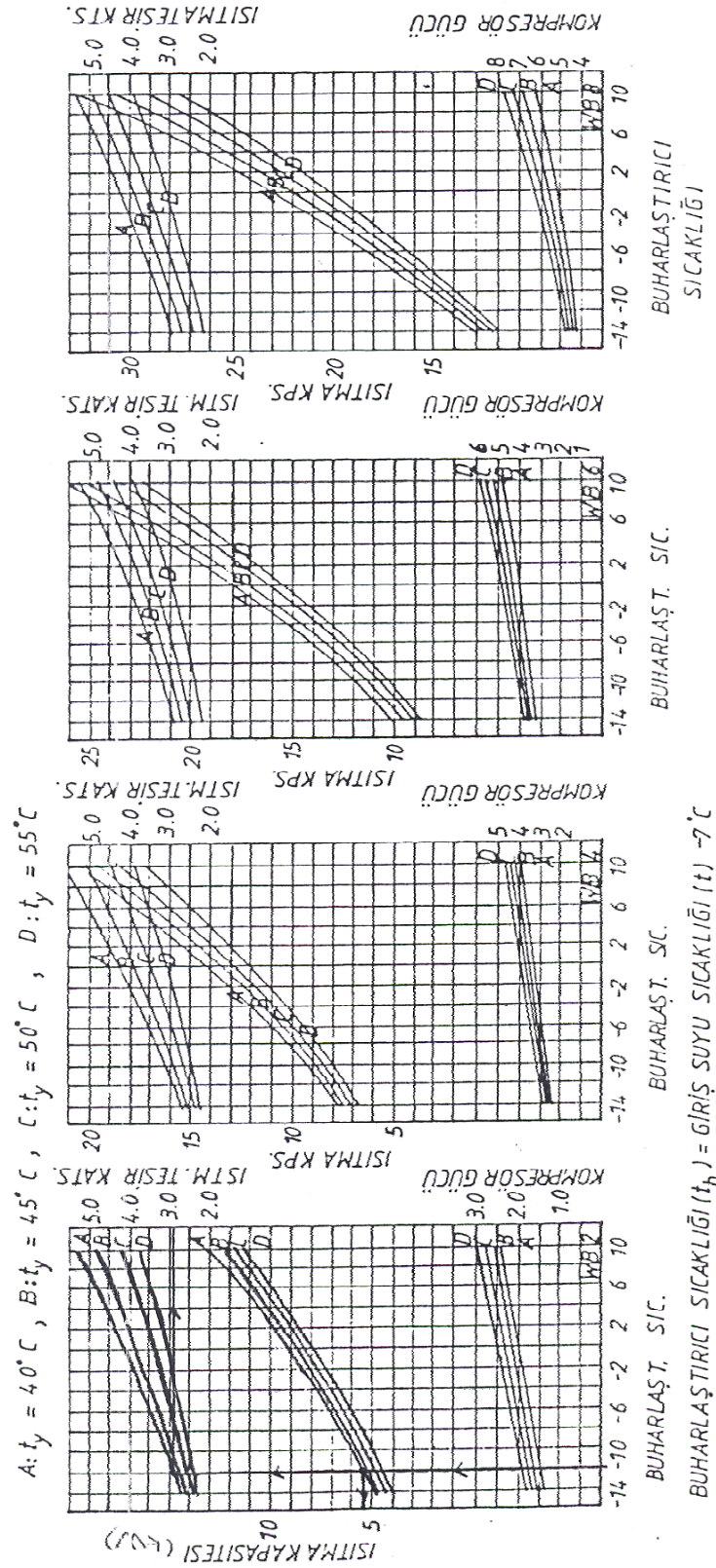
TABLO 3.2 : Isı Kaynaklarının Karşılaştırılması

ISI KAYNAĞI	HAVA	SU			GÜNEŞ ENERJİSİ
		ŞEHİR SUYU	KUYU SUYU	YÜZEY SUYU	
Kaynak Sınıflandırılması	Birincil	Birincil veya Yardımcı	Birincil	Birincil	Birincil veya Yardımcı
Isı Atılması için Uygunluk	İyi	İyi	İyi	İyi	Isıyı havaya atmada kullanılabilir
Bulunabilirlik (Yüre)	Üniversal	Şehirler	Belirsiz	Nadir	Üniversal
Bulunabilirlik (Zaman)	Sürekli	Yöresel kesimler haricinde sürekli	Sürekli	Sürekli	Sürekli
İlk Yatırım Masrafları	Düşük	Genellikle en düşük	Kuyu açmanın maliyetine göre değişken	Düşük	Yüksek
İşletme Masrafları	İzafi olarak Düşük	Yüksek	Düşük-Orta	İzafi olarak Düşük	Yardımcı kaynak olarak işletme maliyetlerini düşürür.
Sıcaklık Seviyesi	Uygun	Genellikle tatmin edici	Tatmin edici	Tatmin edici	Çok iyi
Sıcaklık Değişimi	Aşırı	Yöreye göre değişken	Düşük	Orta	Derinliğe göre değişmekte ancak havadan düşük
Dizayn Malumatı	Genellikle elverişli	Genellikle elverişli	Genellikle elverişli	Genellikle elverişli	Pratik olarak mümkün
Ekipmanların Boyutları	Orta	Küçük	Kuyu ekipmanları haricinde küçük	Küçük	Sadece bazı yöreler için elverişli
Standart sistemlere uyum	Mükemmel	Mükemmel	Mükemmel	Mükemmel	Zayıf





TABLO 3.4 : BARTL Firması Su / Su Isı Pompası Karakteristik Eğrileri [45]



### **3.6 PERFORMANS BİLGİSİYLE İLGİLİ BAZI YORUMLAR:**

Tablo 3.1'de COP seviyeleri verilen bütün durumlarda ısı kaynağı tarafındaki herhangi sirkülasyon pompaları için elektrik tüketimini içerir. Salamura sistemlerinde ısı kaynaklarının hem toprak hem de kaya çeşitlerinde bu pompa toplam elektrik tüketiminin % 5 veya daha azına katkı sağlar.

Tablo 3.1' deki bütün bilgiler İsveç' deki yeni kurulumlar için yaygındır ama bazı durumlarda yerel durumlar tabii ki farklı parametreleri hafifçe etkileyebilir.

Normalde kullanılan akışkan sıvılar da tabloda gösterilir. Isı kaynağının sıvı seçimindeki etkisi küçüktür ya da dikkate alınmaz. Bu durumda ısı kaynağı tarafı daha önemlidir, özellikle sıcaklık ve kondenserdeki basınç seviyesi nedeniyle.

Yeni monte edilen hava esaslı ve salamura esaslı ünitelerin uygunluğu ve problemleri ile ilgili eski deneyimler çok iyidir.1998'de yaklaşık 20.000 ünite monte edildi, eski dönemde sadece 10 resmi şikayet olmuştur.

COP' u geliştirmenin yıllardır tartışılan bir yolu ısı kaynağının sıcaklık akışı ve ısı kaynağı sistemlerde non-azeotropik bir karışım kullanmaktır. Tablo 3.1'e göre geniş ısı kaynağı sıcaklık akışına sahip bir tip var, egzoz gazı diye isimlendirilen tip. Isı çanağı kısmen musluk suyu olduğu gibi, bu akış da önemli olabilir. Bununla birlikte COP gelişimi, sadece buharlaştırıcıdaki ( ve kondenserdeki ) akış ters akıntı modunda olduğu zaman başarılabilir. Bu tabii ki hava kaynağı ısı sıcaklığı için orta derecede basınç düşüşleri ile başarılabilir. Bu yüzden şu sonuca varılabilir, Tablo 3.1'de gösterilen hiçbir çeşitte COP gelişimi olabilirliği uygulanamaz. [52]

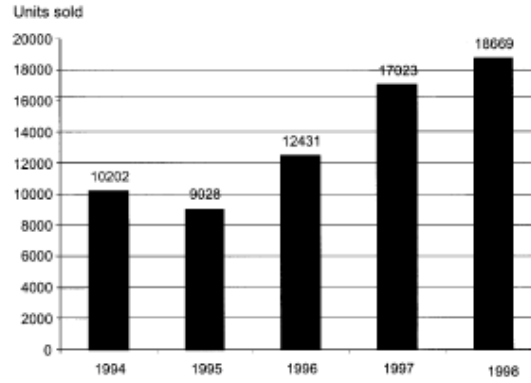
### **3.7 ORTA VE BÜYÜK BOYUTLARDAKİ ISI POMPALARI :**

İsveç' de çok sayıda ısı pompası kuruldu. İsveç ısı pompalarından toplanan gelirin yaklaşık olarak yarısı bölge ısı sistemlerinden gelir. Büyük olanlarda toplam ısı geliri yılda 7-8 TWh' dir. Onlar genelde ısı kaynağı olarak suyu, özellikle göl suyu ve arıtılmış kanalizasyon suyunu kullanır. Kanalizasyon suyunun bir avantajı bağıl olarak kışın da yüksek sıcaklığa sahip olmasıdır ( +7 °C ve daha yukarısı). Göl suyu ısı pompaları çük düşük su sıcaklıkları için tasarlanır. Tipik giren ve çıkan su sıcaklıkları kışın sırasıyla 2-4 °C ve 0.52 °C 'dir. Bu buharlaştırıcının çük büyük su akışlarını ve de aynı zamanda kontrol sistemi için küçük sınırlara bağlı olarak küçük bir derece donma için tasarlanması anlamına gelir. Kullanılan ısı değiştirici çeşitleri dikey düzlem ve düşen film çeşididir.

İsviçre de büyük ısı pompalarındaki özel bir ısı kaynağı bitkilerin yakılması ile elde edilen egzoz gazıdır.

Bu ısı kaynağı emicisi için ısı pompaları bazı durumlarda kullanılır ısı pompasında gelen ısı ısıtma sistemlerine gönderilir. Isı kaynağı tipik olarak 70°C'den 30°C'ye indirilir. Isı pompaları büyüktür, genel olarak her bir üretime 6 MW ısı İsveç' de orta büyüklükteki ısı pompaları, büyük olanlarda olduğu gibi su veya daha nadiren atmosfer havası kullanır. Bu sektördeki yeni kurulumlar çok nadirdir.

Orta ve büyük boyutlardaki yeni kurulumların eksildiğinden dolayı, bu boyutların geçen kurulumları için Tablo 3.1'deki gibi bir performans mümkün değildir. [52]



Şekil-3.13 – 1994-1998 İsveç' de satılan toplam ünite miktarı

### 3.8 İSVEÇ' DEKİ TRENDLER

İsveç' de yeni ısı pompa kurulumlarının büyük çoğunluğu tek-aileli ev sektöründedir. Orta ve büyük boyutlardaki yeni kurulumlar çok nadirdir. Bu yüzden küçük boyutlu ısı pompaları için farklı ısı kaynakları bulmayla ilgili İsveç trendleri aşağıda veriliyor. Sunum, İsveç Isı Pompası Birliği' nden gelen istatistiksel materyale dayalıdır.

Birlik üyeleri tarafından son yıllarda İsveç' de yıllık olarak satılan ısı pompalarının toplam sayısı Şekil-3.13 de gösteriliyor. Sayı son yıllarda giderek artmaktadır ve şimdi yıllık olarak 19.000 civarındadır. Farklı ısı kaynakları arasındaki dağılım Şekil-3.14 de gösterilmektedir. Bu figürden şu sonuçlar çıkarılabilir : Yeni kurulumların büyük çoğunluğu ısı kaynağı olarak toprak ve kaya kullanır. Bunlardan endirekt borulu (salamura) kaya tipi eskiden beri en yaygın olanıdır. Direkt buharlaşma sistemleri ve yeraltı suyu kuyuları çok nadirdir. Isı

kaynağın diğere önemli bir çeşidi egzoz gazıdır. Bu kurulumların büyük çoğunluğu suyu ısı dağıtıcı sistem olarak kullanır. Aynı zamanda havanın dağıtıcı sistem (oda ısıtması) gibi olduğu atmosfer havası sistemleri de oldukça yaygındır. Isı kaynağı olarak atmosfer havalı yeni kurulumlar ve ısı dağıtıcı sistem olarak su oldukça nadirdir.

Toprak veya kaya ısı pompaları hem mevcut hem de yeni evlerde kurulur. Ancak egzoz gazı daha çok yeni evlerde kurulur (ısı pompasının projeye dahil edilebildiği yerlerde). [52]

### **3.9 ENDÜSTRİYEL ISI POPALARI**

#### **3.9.1 Tanıtım :**

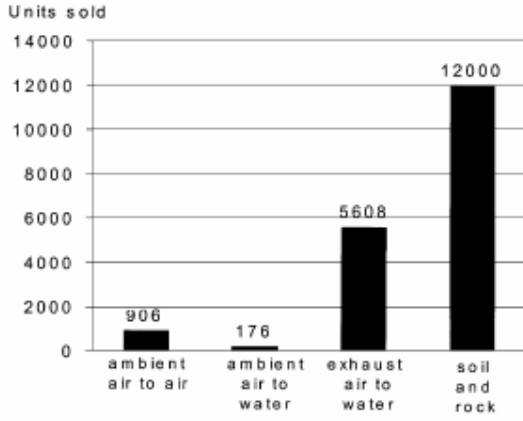
Bu günlerde endüstriyel ısı pompaları için artan bir ilgi vardır, en azından bazı ülkelerde.

Nedenleri şudur :

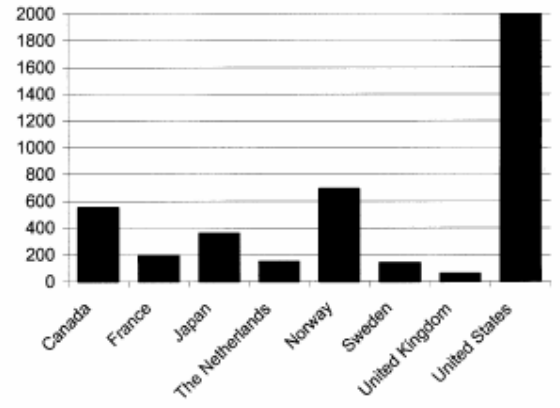
- \* Yüksek ısı kaynağı sıcaklıkları ve küçük sıcaklık taşınması (yüksek COP' lar) için fırsatlar
- \* Oldukça düşük yatırım maliyet fırsatları (yukarıdaki gibi büyük kurulumlar ve sıcaklık durumları)
- \* Çevresel nedenlerden dolayı endüstriyel tesislerin kapanmasının devam eden trendleri ekonomik olarak ısı pompalarına ilginin artması fırsatları.

Bu tür ısı pompalarının farklı ülkelerdeki kullanımı Şekil 3.15 de ve farklı ısı pompa çeşitleri ve endüstriyel sektörler arasındaki dağılımı Şekil 3.16 de sırayla gösteriliyor. Isı kaynağının durumları en geniş endüstriyel sektör için (ısı pompası açısından) Şekil 3.17 de gösteriliyor, gıda endüstrisi.

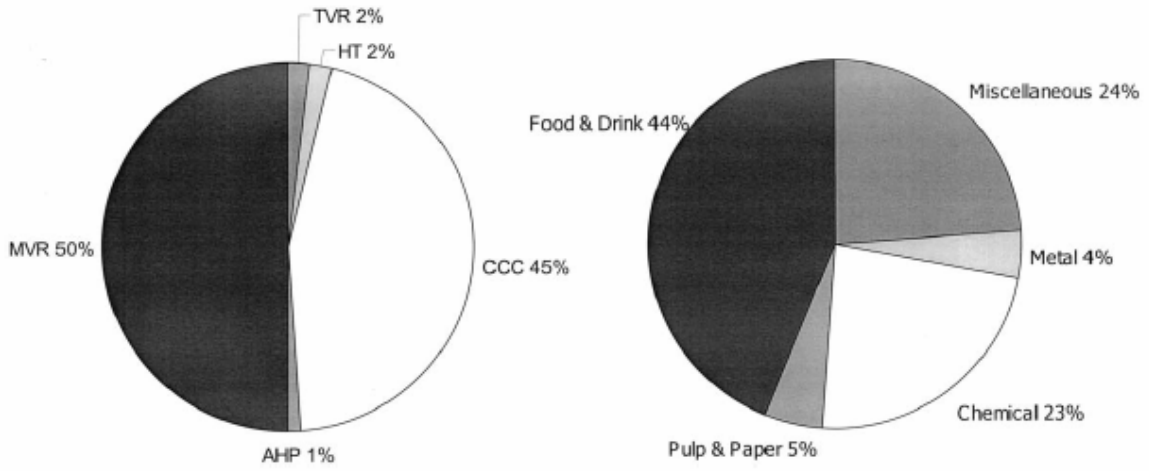
Endüstride ısı kaynağının seçimi inşaat ısıtma uygulamalarındakinden çok daha karmaşıktır. Nedeni, ısı kaynağının ve ısı çanağının bir çok seçimi olmasıdır. Bu yüzden ısı pompası için hem teknik açıdan hem de ekonomik olarak pratik bir alternatif bulmak önemlidir. Isı kaynağı için iki önemli parametre boyut ve sıcaklık seviyesidir. Prosesin tüm aletleri, örneğin Pinch analizi, ısı pompası endüstrisi için ekonomik uygulamalar bulunmasına da iyi bir yardımcı olması için bulundu. Bu konu aşağıda tartışılıyor. [52]



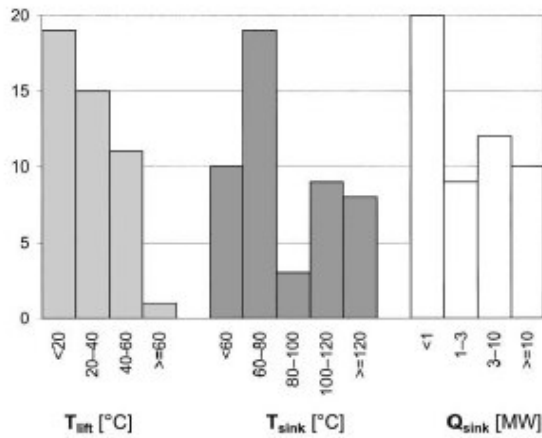
Şekil-3.14 1998 yılı boyunca İsveç' de satılan üniteler



Şekil 3.15- Bazı ülkelerde endüstriyel ısı pompası montaj sayıları



Şekil 3.16 – Isı Pompası Tipi ve Endüstri Sektörüne Göre Endüstriyel Isı Pompası Montajları



Şekil 3.17 – Yükselen, alçalan sıcaklık frekansı ve ısıtma kapasitesi. Deneyim sonuçlarından gıda endüstrisi sonuçları.

### 3.9.2 PİNCH ANALİZİNİN TEMELLERİ

Bir prosesteki akışlar başlangıç ve son sıcaklıkları ve onları başlangıç sıcaklığından son sıcaklığa getirmek için gerekli olan ısı yükü tarafından karakterize edilir. Soğutmayı gerektiren akışlar, gerçek sıcaklıkları ne olursa olsun, sıcak akışlar ve ısınmayı gerektiren akışlar soğuk akışlar olarak adlandırılır.

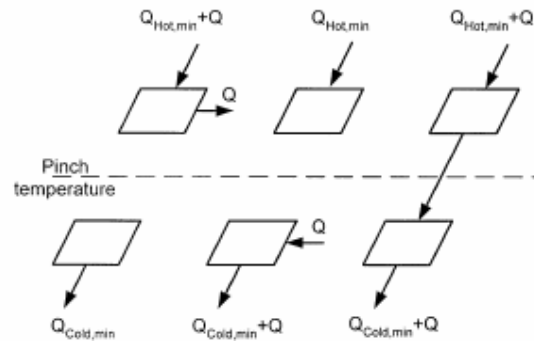
Pinch teknolojisinin en önemli özelliklerinden biri prosesteki akış sistemini iki ayrı parçaya bölen bir sıcaklığı (pinch) tanımlamayı mümkün kılmasıdır. Pinch' in yukarısındaki kısımda net bir ısı açığı vardır ve ısı sıcak bir faydalı eleman tarafından sisteme eklenmelidir. Eğer soğuk işlem Pinch' in yukarısına uygulanırsa, gereken sıcaklık da aynı miktarda artar. Böylece değerli ısı soğutmayla hemen atılıyor.

Diğer bir taraftan Pinch' in altında, soğukluk tarafından sistemden atılması gereken aşırı bir ısı vardır. Pinch' in altında eklenen herhangi bir ısı da atılmalıdır. Bu yüzden iyi tasarlanmış bir proste Pinch' in yukarısında soğuk ve aşağısında sıcak işlem kullanılmaması gerekir. Pinch 'in altına eklenen her hangi bir ısı kaldırılmalıdır. Bu kurallar Şekil 3.18' de örnekleniyor. [52]

### 3.9.3 Isı pompası yerleşimine ve ısı kaynağı seçimine uygulanan Pinch teknolojisi:

Yukarıda verilen bilgilerden, ısı pompasının üç farklı şekilde yerleştirilebileceği açıktır: aşağı, yukarı veya yana. Bu tartışmada aynı zamanda ısı pompasının fazla olan ısı buharlaştırıcıyla ve ısı eksikliği de yoğuşturucuyla değiştirilmesi gerektiği açıktır. Bundan dolayı ısı pompasında yoğuşturucu yukarıda ve buharlaştırıcı aşağıda olacak şekilde yerleştirilmelidir.

Bir ısı pompasını Pinch' in aşağısına veya yukarısına yerleştirmek şüpheliyken şu da gösterilmelidir ki, eğer alternatif çok pahalıysa, uygulama da ekonomik olabilir. Isı değişmesinin mümkün sebepleri kaynaklar arasındaki uzak mesafelerdir. [52]



Şekil 3.18 – Temel Pinch teknolojisi kuralları illüstrasyonları

### 3.9.4 Isı Kaynağı Taleplerine karşı ısı pompası çeşidi :

Pinch teknolojisini kullanan bir ısı pompasını seçmedeki ilk aşama, ısı pompası ve tüm endüstriyel proseslerin her ikisinin karakteristikleri hakkında detaylı bilgiyi birleştirmektir. Buna yardımcı olmak için, farklı ısı pompası çeşitleri için bazı teknik özellikler ve sınırlamalar sunulmaktadır. Bu kritikte, ilk inceleme başarılı, uygulanabilen çeşitler seçilmiş ve ısı kaynağı için talepler belirlenmiştir.

Bir ısı pompası tamamlanırken önemli bir faktör, verilen ısının oranı ve her çeşit için ısı kaynağı miktarlarıdır. Bu oran aşağıda “q” olarak gösterilir. Bir prosesi tamamlaması bakımından, bir ısı pompası tipinin en önemli iki özelliği, çalışabileceği Pinch sıcaklık seviyeleri ve “q”nun değeridir.

Mümkün olan endüstriyel ısı pompalarının altı farklı çeşidi aşağıda tartışılıyor, isimleri :

- a. Elektrikle çalışan kapalı kompresyon çevrimi (ECCC)
- b. Dizel motorla çalışan kapalı kompresyon çevrimi (DCCC)
- c. Mekanik buhar kompresyon tekrarı (MVR)
- d. Termal buhar kompresyon tekrarı (TVR)
- e. Absorpsiyon tip 1 (AHP)
- f. Absorpsiyon tip 2, ısı dönüştürücü (HT)

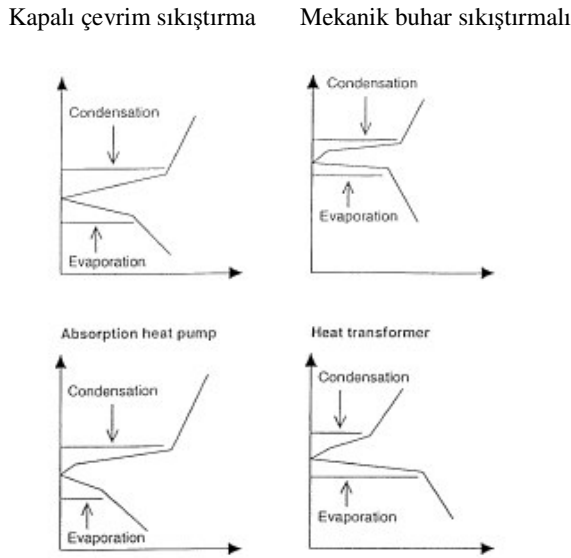
TABLO 3.5 Değişik IHP tiplerinin verilen ısı ve ısı kaynağı arasındaki ilişkisi

IHP Tipi	q = giren ısı/ısı kaynağı
CCC, elektrik motoru	1,1-1,5
CCC, dizel motor	1,3-3
MVR	1,1-1,4
TVR	1,7-10
Absorpsiyon, tip I (LiBr/H <sub>2</sub> O)	2,5
Isı dönüştürücü (LiBr/H <sub>2</sub> O)	0,5

### Farklı IHP tiplerinin ısı çanağı ve ısı kaynakları arasındaki ilişkisi

Bu çeşitler için tipik  $q$  değerleri Tablo 3.5’de gösteriliyor. Farklı proses çeşitleri için gerekli Pinch sıcaklığı ve sıcaklık yükselmeleri için tipik değerler Tablo 3.6’da veriliyor.

Bu tablo sayesinde farklı ısı pompalarının farklı kaynakları için geçerli sıcaklık oranı kolaylıkla tanımlanabilir.



ŞEKİL 3.19 – Değişik endüstriyel ısı pompası tipleri için ideal GCC’ ler

### 3.9.5 Isı Kaynağı Boyutu ve Sıcaklık Seviyesinin Önemi

#### 3.9.5.1 Isı kaynağı boyutu :

Bir proseste, farklı sıcaklıklarda net ısıtma ve soğutma talepleri Grand Composite Curve (GCC) tarafından Pinch teknolojisi içinde gösteriliyor. GCC yardımıyla bir proses için hangi IHP çeşitlerinin uygun olduğunu görmek mümkündür.

Pinch sıcaklığına ve bunun altında ve üstündeki GCC ‘nin şekline dikkat edilmelidir. Şekil 3.19’ da bu gösterilmektedir. Figürde, farklı çeşitler için ‘ideal’ GCC’ ler gösterilmektedir. İşletme sıcaklıkları sınırlamalarına bağlı olarak, sıcaklık yükselmesi ve “ $q$ ” değerleri yukarıda tartışılıyor, ısı kaynağı için en uygun IHP çeşitleri ve akış adayları tanımlanabilir. TVR, AHP durumuyla uyuşur, ama ısı çanağı ve kaynağıyla daha yakın bir ilişkisi vardır.



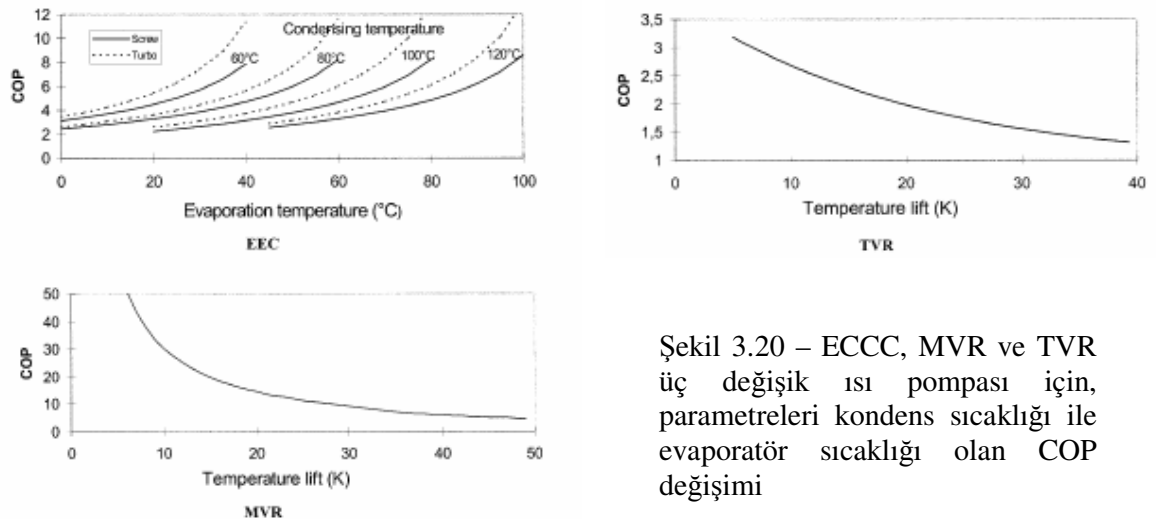
TABLO 3.6 Değişik ısı pompası tipleri için Pinch sıcaklıkları ve sıcaklık yükselmeleri proses bölgeleri

Isı Pompası Tipi	Proses pinch sıcaklığı(°C)	Çıkış sıcaklığı (K)
CCC, elektrik motoru	$< \approx 110$	$< 50$
CCC, dizel motor	$< \approx 1130$	$< 50$
MVR	$\approx 80 - \approx 150$	$< 50$
TVR	$\approx 80 - \approx 200$	$< 40$
Absorpsiyon, tip I	$< \approx 80$	$< 60$
Isı dönüştürücü	$\approx 60 - \approx 130$	$< 50$

Şekil 3.19 dan belli olduğu gibi, ısı pompası çeşidi hem sıcaklık hem de boyut yönünden ısı kaynağına olan talepler üzerinde yüksek bir etkiye sahiptir. Pinch teknoloji aletleri bu yüzden, farklı ısı pompası çeşitleri için akışların ısı kaynakları ile ilgili olması gerektiği gibi, hangi kaynakların daha önemli olduğunu gösterir. Ancak, mümkün olan alternatifler belirlendiği zaman akış seçiminde hesaba katılacak diğer önemli parametreler şunlardır:

1) Özel akımların boyutu : Eğer bir ya da az sayıda büyük akışlar istenilen sıcaklık dizisinde tanımlanabilirse, bu sıcaklık dizisinde tüm fazla ısının büyük veya makul miktarı, evaporatör kısmında bir ısı dağıtım sistemi için ihtiyaç sıfır veya küçük olacaktır.

2) Akımların coğrafi konumu : Eğer ısı kaynağı akımları için aralarında küçük bir coğrafik mesafe bulunan ilginç adaylar ve/veya ısı gömülen akımları için iyi adaylar bulunabilirse, borulama maliyetleri düşük tutulabilir.



Şekil 3.20 – ECCC, MVR ve TVR üç değişik ısı pompası için, parametreleri kondens sıcaklığı ile evaporatör sıcaklığı olan COP değişimi

### 3.9.5.2 Isı Kaynağı Sıcaklık Seviyesi :

Isı kaynağın sıcaklık seviyesi yukarıda gösterildiği gibi ısı pompası çeşidinin seçimini ve aynı zamanda COP seviyesini etkilediği gibi ekonomiyi etkiler. COP' taki ısı kaynağı sıcaklığının etkisi Şekil 3.20' de gösteriliyor; ECC, MVR ve TVR. AHP ve HT çeşitleri için COP neredeyse ısı kaynağı sıcaklığından bağımsızdır.

### 3.9.6 Isı Kaynağının Sıcaklık Kayması :

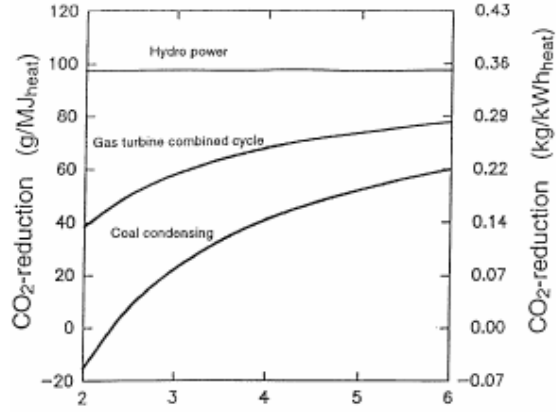
Proses birleştirme çalışmaları örneğin ısı kaynağı tarafında mümkün olan sıcaklık kaymaları durumu hakkında iyi bir işaret verir. Büyük kompozit eğrisinin Pinch aşağısındaki bölgedeki eğimi gösterir ki; bu bölgedeki akışlardan ısı çekimi büyük kaymalardaki sonuca benzer. Yukarıda tartışıldığı gibi, büyük kaymaları endüstriyel uygulamalarda bulmak diğer ısı pompası alanlarından daha kolaydır. Bu birleştirilmiş ısı pompaları için, örneğin tekli işlemlerdeki ısı pompalarından daha doğrudur. Evaporasyon ve kondensasyon içeren birçok durumdaki ikinci alanlardaki gibi. Proses birleştirme uygulamalarında, kaymalar büyük olduğunda COP' u artıracak özellikler için her zaman bir yatırım yapılmalıdır. sade bir sıvı yerine uygun bir non-azeotropik karışım kullanıldığında COP' un elde edilmesi, yaklaşık 5 K' in altında, fakat 10 K' de %'5 ve 20 K' de %10-20 civarında olabilir, sıcaklık kaymalarında neredeyse önemsizdir. [52]

### 3.10 Çevresel Yönler :

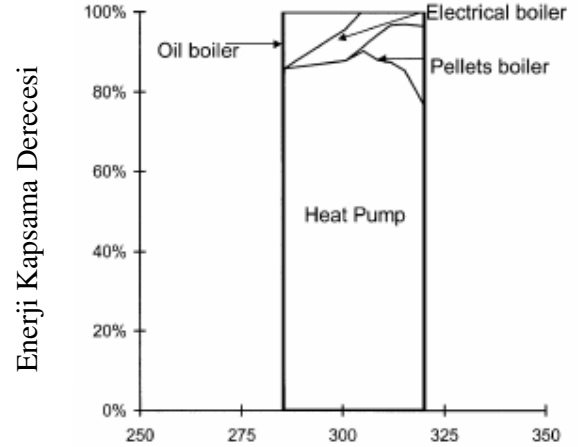
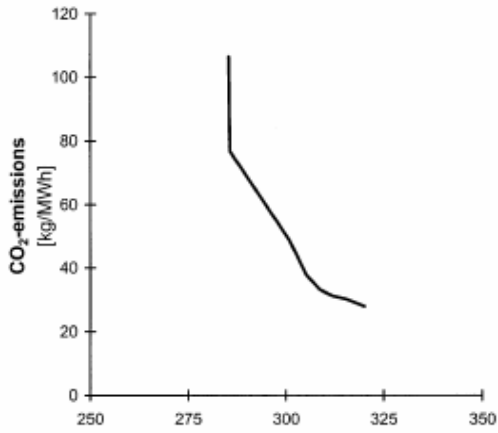
Isı kaynağının en önemli çevresel yönleri küresel ve yereldir.

#### 3.10.1 Küresel :

COP' un üzerindeki etki, alternatifleriyle karşılaştırılan kullanılan ve kazanılan temel enerji etkileri ve bu suretle sera etkisi.



Şekil 3.21 – CO<sub>2</sub> emisyonunun spesifik düşümü



Isı Üretim Maliyeti [SEK/MWh]

Isı Üretim Maliyeti [SEK/MWh]

Şekil 3.22 – 2 GWh/yıl ısıtma sistemi. Suyun ısı kaynağı olduğu ısı pompası. Bugünkü İsveç durumlarında

### 3.10.2 Yerel :

Yine, alternatif ısıtma sistemleri ile karşılaştırıldığında kazanılan temel enerjiyi etkileyen COP üzerindeki etki ve böylece SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub>, PAH, katı maddeleri, vs. nin emisyonunu azaltır.

Etraftan ısı çekimi için çevreye verilen zarar, salamuralarda mümkün olan sızıntılar vb. ile yerel etki bağlantılıdır. (Daha önceden tartışıldığı gibi, İsveç deneyimlerine dayanarak bu problem küçüktür.)

Bu yönlerden sera etkisi maddesi açık farkla en önemlisidir. Bu yüzden bu konu aşağıda tartışılıyor. Tartışma elektrikli ısı pompalarına odaklıdır, çünkü bunlar bugün ve yarın için en önemli ısı pompalarıdır.

Bir ısı pompası sera etkisinin azalmasına doğru yayılır. Sadece elektrik üretimi, transmisyon, vs. içeren tüm sistem, alternatif ısıtma ölçümleri ile karşılaştırıldığında CO<sub>2</sub> emisyonunu düşürür. Bu, petrol yakıclı ısıtma ile karşılaştırıldığında farklı ısı pompa sistemleri için CO<sub>2</sub> seviyesinin azalması Şekil 3.21' de gösteriliyor. Şemada, değişik elektrik üretim alternatifleri etkisi görülebilir. Isı kaynağı sıcaklık seviyesinin etkisi (apsisi) COP' u yüksek miktara etkilerken, etkisi açıkça gösteriliyor. COP seviyesinin, CO<sub>2</sub> emisyonlarının düşmesine yüksek etkisi aşıkardır. Termik santrallerde, eğer ısı pompası sistemi CO<sub>2</sub> emisyonlarının düşmesine katkı sağlıyorsa, elektrik üretimi için COP 2,4'ün üzerinde olmalıdır. Diğer alternatifler için ısı pompaları her zaman karlıdır, ancak seviye COP' a (CO<sub>2</sub> emisyonları olmayan su ve hidrolik güç haricinde) bağlıdır.

Daha önemli bir soru da ısı kaynağı için hangi durumlarda bir ısı pompası, bir sistem perspektifinde CO<sub>2</sub> emisyonlarının düşmesine katkıda bulunur. Bu bakış açıları İsveç' de daha geniş bir çalışmada yatırıma dönüştürüldü. Bu çalışmada ısıtma sistemlerinin iki büyüklüğü 2 GWh/yıl (bir apartman dairesine tekabül eden) ve 60 GWh/yıl (küçük bölge ısıtma sistemi veya grup santraline tekabül eden) yapıldı. Çalışmada bütün ilgili mümkün olan ısıtma teknolojileri hesaba katıldı.

Ulusal elektrik üretimi için aşağıdaki iki farklı seviye kullanıldı:

- Bağlı olarak düşük elektrik maliyetli ve bir sistem ile birleştirilmiş, temelde hidro ve nükleer güç (örneğin CO<sub>2</sub> emisyonları içermeyen) ile mevcut İsveç durumu.
- Bir sistem ki; daha çok üretiminin yarısı nükleer/hidro ve gerisi bağlı olarak yüksek elektrik maliyetli doğal gaz ile birleştirilmiş çevrimler ile daha çok gelecek vaat eden Avrupalı sistem.

Sonuçların nasıl sunulduğunun bir örneği Şekil 3.22’ de veriliyor. Üst taraf CO<sub>2</sub> emisyonlarının, en iyi karışımdaki teknoloji üretimlerinde ek ısı üretim maliyetinin bir işlevi olarak nasıl azaltılabileceğini gösteriyor. Burada “iyi karışım”, verilen bir CO<sub>2</sub> düşüşü seviyesi için en küçük ek ısıtma maliyeti anlamına geliyor. Aşırı bir eğim (sık sık karşılaşılan durum) CO<sub>2</sub> yayılımlarının küçük ya da marjinal maliyetlerle azaltılabileceğini anlamına gelir. Aşağı taraf, CO<sub>2</sub> emisyonu/ısı üretim maliyeti’ nin her seviyesinde en iyi teknolojilerin karışımlarını gösteriyor. Sola doğru dikey çizgide optimal yıllık enerji miktarı okunabilir ve sağa doğru ilerlediğinde maksimum CO<sub>2</sub> azalmasını başarmak üzere her teknoloji için enerji miktarı değişimi takip edilebilir.

**Temel sonuçlar şöyle özetlenebilir:** Bu günün İsveç durumlarında su kaynaklı bir ısı pompası, yıllık toplam enerjinin büyük bir bölümünde optimal noktada yer alır (Şekil 3.22’ ye göre %86). Bununla birlikte en önemli şey, CO<sub>2</sub> azaltmada geniş yer tuttuğu gibi büyük bir “CO<sub>2</sub> düşürücüsü”dür. Ayrıca olası bir “Gelecek Avrupa durumu”nda, ısı pompası optimal noktada iyi bir ekonomiye doğru gelişir ve hepsinden öte, önemli bir CO<sub>2</sub> azaltıcısıdır. Daha büyük sistemlerde su tipi ısı pompaları için aynı sonuçlar çıkarılabilir. Atmosfer havası ısı pompalarında, bugünkü İsveç durumlarında küçük sistemlerde ısı pompası toplam yıllık enerjinin (%45) optimal noktada daha küçük bir bölümünü kapsar. Gelecekteki Avrupa durumu için ısı pompası optimal noktada bulunmuyor, ancak CO<sub>2</sub> azaltıcılarından bir tanedir, aynı zamanda su esaslı ısı pompalarından daha az hakimdir. Daha büyük sistemlerde hava kaynaklı ısı pompası ne optimal noktada, ne de CO<sub>2</sub> azaltımında yer almaz.

**Yukarıdaki tartışmadan iki genel sonuç çıkarılabilir :**

\* Isı pompaları bir çok durumda gelecekte CO<sub>2</sub> ‘nin azaltılmasında yaygınlaşabilir.

\* Sera gazı emisyonlarını azaltma verimi bakımından su kaynaklı ve ortam havası kaynaklı ısı pompaları arasında büyük bir fark vardır, daha geniş sistemler için daha büyük fark). Çalışmalarımız gerekçenin; COP’ daki değişiklik, yıllık çalışma zamanındaki ve yatırım maliyetindeki kombinasyonu olduğunu göstermiştir. Tablo 3.1’ de iyi parametreler ile gösterilen diğer ısı pompaları çeşitleri, gelecekte sera gazı emisyonlarının azaltılması için yaygınlaşabileceğini göstermek de kolaydır. [52]

## 4. BÖLÜM SU KAYNAKLI ISI POMPALARI SİSTEMİ İLE İLGİLİ TEMEL ESASLAR

Eğer ortalama boyutlarda göl veya gölet mevcutsa yer ısı değiştiricisi su kaynaklarına daldırılarak tesis edilebilir. Bu tip sistemlerde, hava şartlarına bağlı olarak ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarını karşılamak için uygun alan ve derinliğe ihtiyaç duyulur.

Genellikle birim soğutma yükü başına ihtiyaçı duyulan boru boyu yaklaşık 26,0 m/kW olmalıdır ve bu sistemler gene birim soğutma yükü başına yaklaşık 79,2 m<sup>2</sup>/kW su birikintisi alanı gerekir.

Genellikle bu sistemlerde borular, beton desteklere tutturularak yer üstü suyuna daldırılır. Bu beton destekler, boruların akıntılara karşı hareketlerini kısıtlayarak korurlar. Ayrıca boruları su birikintisinin yüzeyinden 22,9 - 45,7 cm derinlikte tutarak ısı transferi yüzeyi etrafındaki suyun akışının normal olmasını sağlarlar. Isı değiştirici borularının su birikintisi yüzeyinden 1,8 - 2,4 m aşağıda olması önerilir, hatta boruları daha derinlere yerleştirme imkanı varsa bu imkan değerlendirilmelidir. Bu derinlikler boruları, termal kütlenin; aşırı kuraklık ve diğer su şartlarında dahi koruyacak şekilde seçilmelidir.

Isı kaynağı olarak nehir genellikle kullanılmaz, çünkü; nehirler sel ve kuraklıktan etkilenerek, sistemin zarar görmesine neden olabilir.

**Avantajları:** Diğer kapalı sistem dizaynlarına göre daha az boru gerektirmesi, eğer kaynakta yeterli miktarda su varsa, diğer yer ısı değiştiricisi dizaynlarıyla karşılaştırıldığında, bu sistemin daha ucuz olması.

**Dezavantajları:** Çok fazla miktarda su gerektirmeleri.

### 4.1 Açık çevrimli sistemler

Açık sistemlerde; kapalı sistemlerdeki ısı taşıyıcı akışkan yerine, ısı kaynağı olarak kullanılan yer üstü/altı suyu, doğrudan ısı taşıyıcı akışkan olarak kullanılır. Açık sistemler; öncelikle suyun çekildiği ana kuyulardan, ana ve enjeksiyon kuyularından veya yüzey su sistemlerinden oluşurlar.

Eğer ısı kaynağındaki su miktarı kısıtlı ise, ana kuyudan çekilen su ısı pompası ısı değiştiricisinde ısını aktardıktan sonra, bir daha kullanılmamak üzere atılır. Aksi takdirde

kullanılan su kaynağa geri verilirse, kaynak sıcaklığının düşmesi tehlikesiyle karşı karşıya kalınır. Bazen enjeksiyon kuyuları kullanılarak suyun önemli bir kısmı kaynağa geri verilerek, kullanılmadan dışarı atılan su miktarı azaltılır.

Açık sistemleri tasarlarken birkaç özel faktör göz önünde bulundurulmalıdır. Birinci önemli faktör, kullanılan suyun kalitesidir. Açık çevrimli sistemlerde; soğutucu akışkan ile yer üstü veya altı suyu arasındaki ısı değiştiricisi, kirlenme, korozyon veya tıkanma tehlikesi ile karşı karşıyadır. İkinci önemli faktör, ısı kaynağı veya kuyusu olarak kullanılan su kütlesinin yeterliliğidir. Soğutucu akışkan ile yer üstü veya altı suyu arasındaki ısı değiştiricisinde birim soğutma yükü başına ihtiyaç duyulan su debisi genellikle, 0,027-0,054 lt/s-kW arasındadır. Üçüncü önemli faktör, dönüş suyunun ne yapılacağına belirlenmesidir. Dönüş yer altı/üstü suyu, enjeksiyon kuyuları ile toprağa geri verilebildiği gibi göl, ırmak gibi yüzey sistemlerine aktarılabilir. Bu konuda yerel kanunlar veya düzenlemeler açık sistemin fizibilitesini etkileyebilir. Kuyu dizaynına bağlı olarak açık sistemler, tüm yer kaynaklı ısı değiştiricilerinin kurulumlarından daha fazla pompalama yüküne ihtiyaç duyarlar. Bununla birlikte ideal şartlarda bir açık çevrim uygulaması, yer ısı değiştirici sistemlerin içinde en ekonomik olanıdır.

**Avantajları:** Basit dizayn olanakları sağlaması, kapalı çevrimli sistemlere nazaran daha az delme masrafı gerektirmesi, bu sistemlerin genellikle maliyetinin düşük olması, içilebilir su temin eden kuyular ile kombine kullanılabilmesi, kapalı çevrimli sistemlerden termodinamik performansının daha iyi olmasıdır. Çünkü açık sistemli kuyularda ısı; doğrudan kaynaktan ve kaynak sıcaklığında sağlanırken, kapalı çevrimlerde ise ısı taşıyıcı akışkan vasıtasıyla, kaynak sıcaklığından daha farklı bir değerde ve daha az miktarda taşınır.

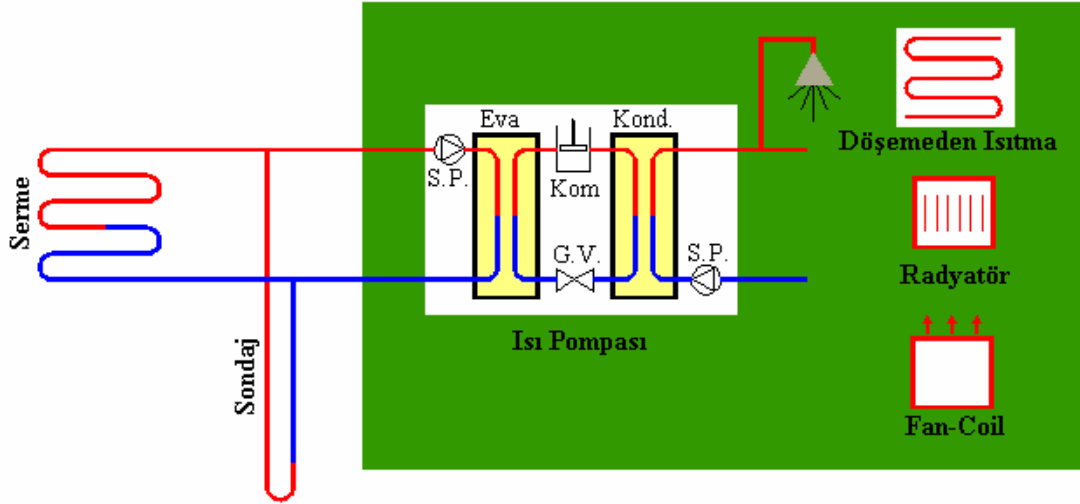
**Dezavantajları:** Her yerde yer altı veya üstü su kaynaklarının bulunmaması, çok fazla su gerektirmesi, suyun her zaman bulunamaması veya sınırlı miktarda bulunabilmesi, genellikle yüksek pompalama gücü gerektirmesi, hatta pompanın gereken kapasitenin üzerinde seçilmesi veya zayıf kontrol edilmesi durumunda aşırı miktarda pompalama gücü gerektirmesi, kaynak suyunun tasarrufu için enjeksiyon kuyusunun kullanılması gerektiği durumlarda maliyetinin fazla olması, ısı pompası ısı değiştiricisi malzemesinin korozif etkiler ve bakteriyel içerik nedeniyle etkilenmesi. [15]

#### 4.2 Dağıtım sistemi

Dağıtım sistemi; ısı pompasının yaşam mahalline ısıyı aktarırken kullandığı ısı taşıyıcı akışkana göre tesis edilir. Burada ısı taşıyıcı akışkanlar hava ve su olabilirler. Havalı

sistemlerde, sıcak veya soğuk havayı dağıtmak için alışıla gelmiş hava dağıtım kanalları kullanılır.

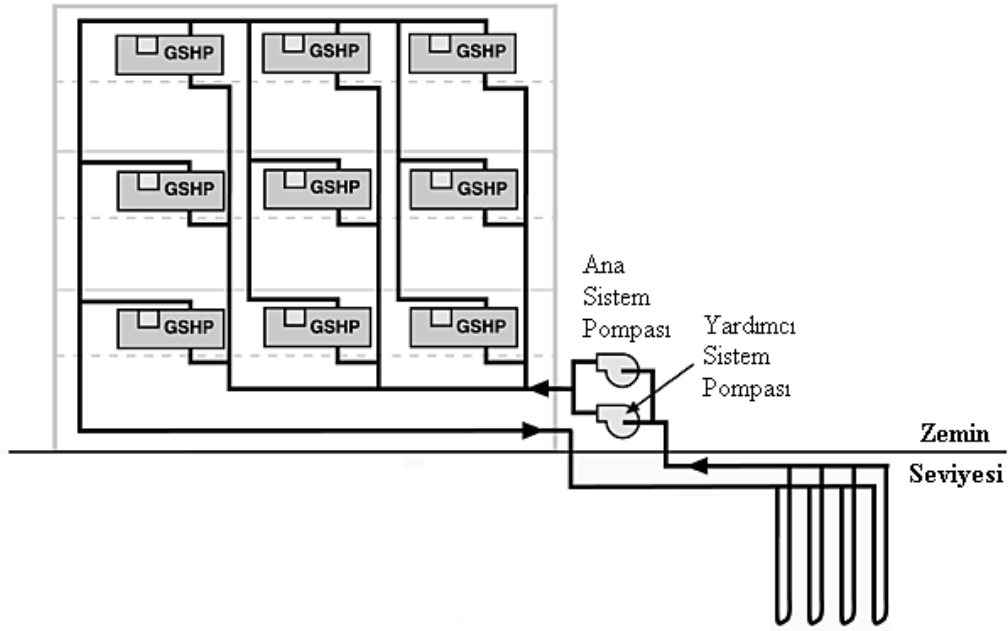
Sulu sistemlerde ise ısıtma, radyatör sistemleri ile döşemeden ısıtma sistemleri kullanılır. Isıtmanın yanı sıra binanın soğutma ihtiyacı mevcut ise fan-coil sistemi tercih edilmelidir. Şekil 4.1’ de sulu dağıtım sistemine sahip bir yer kaynaklı ısı pompasının işleyişi gösterilmektedir.



Şekil 4.1 Yer kaynaklı ısı pompasının işleyişi ve ısı dağıtım sistemi seçenekleri.

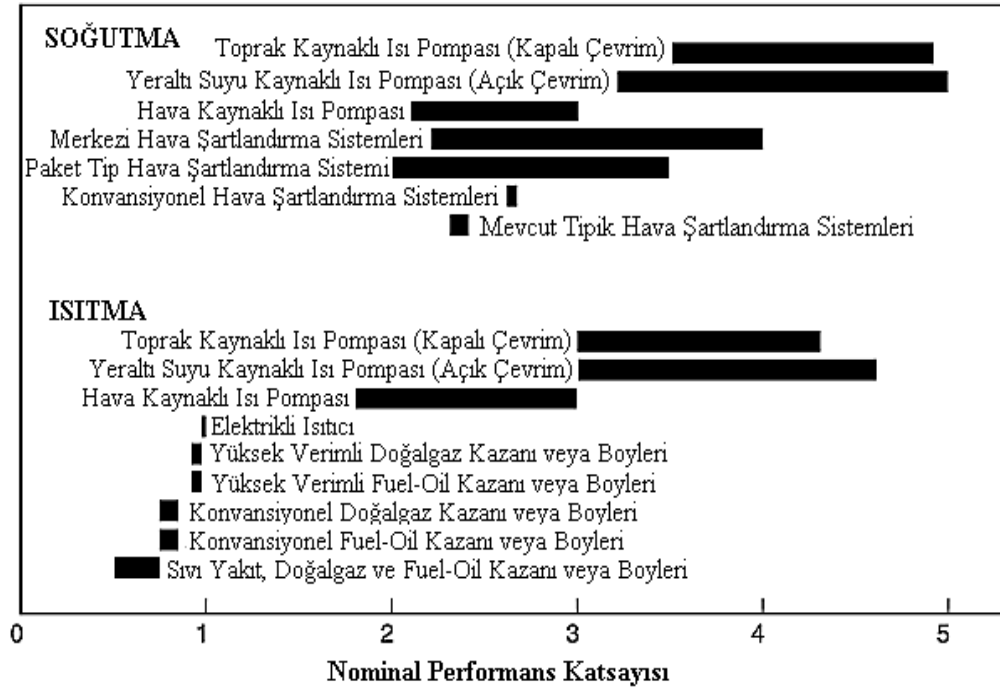
Okullar ve ofisler gibi büyük ticari yapılardaki sistemlerde zonlamaya göre, belki her bir sınıf veya ofis için bir adet olmak üzere çoklu ısı pompaları kullanılarak, yapının içindeki bir çevrimle aynı yer ısı değiştiricisine bağlayarak yapılabilir. Isı dağıtımını her mahal için bağımsız olarak yaparak her bir alanın ayrı olarak kontrol edilmesi mümkündür (Şekil 4.2).





Şekil 4.2 - Çoklu ısı pompası sistemi ile ısı dağıtımı.

TABLO 4.1 : Değişik sistemlerin performanslarının mukayesesi



Isı dağıtımı sonunda tekrar ısınmak veya soğumak için kondensere giren su (ısı taşıyıcı akışkan) sıcaklığı, hava kaynaklı ısı pompalarındaki dönüş havasının sıcaklığından, daha düşük olduğundan kompresör daha düşük güç ihtiyacı gerektirerek, düşük soğutucu akışkan basınç farklarında işletilir. Bu durum  $\ln P-h$  diyagramında kondenser basıncının evaporatör basıncına yaklaşmasıyla kendini gösterir. Isı dağıtım sisteminin çevrim sıcaklıkları, dış hava sıcaklıklarıyla çok az değişir. Bu yüzden sağlanan ısıtma veya soğutma kapasitesi daha kararlı bir yapıdadır. Yer kaynaklı ısı pompaları aynı zamanda, büyük yapılarda yaygın olarak kullanılan merkezi ve değişken hava debili sistemlere kıyasla, çok daha küçük fan ve pompa enerjisini gerekli kılar.

### 4.3 SU KAYNAKLI ISI POMPALARININ FAYDALARI VE ZARARLARI

TABLO 4.2 : Su kaynaklı ısı pompalarının faydaları ve zararları

SİSTEMLER	YARARLARI	SAKINCALARI
Yüzey suyuna daldırılmış ısı pompası	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Enerji kaynağının verimli olması</li> <li>• İşletme giderlerinin orta düzeyde olması</li> <li>• Hava kaynaklı ısı pompalarında olduğu gibi defrost çevrimi gerektirmemesi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Uygun su yerlerinin bulunabilirliğinin sınırlı olması</li> <li>• Sistemin; tıkanma, kirlenme veya korozyon etkilerine maruz kalması</li> <li>• Akıntı veya dalga etkisinin cihaza zarar verebilme olasılığı</li> <li>• İlk yatırım masraflarının yüksek olması</li> <li>• İlave pompalama giderlerinin olması</li> </ul>

## 5. BÖLÜM PROJENİN ARAZİDE UYGULANMASI

### 5.1 UYGULAMANIN AMACI

Bu bölümde su kaynaklı bir ısı pompasının tasarımı, verimliliği ve Siirt ilindeki uygulanabilirliğini tespit etmemiz amacıyla Siirt ilinde mukim bulunan bir gölette uygulama yapmaya karar verdik. Uygulamanın esas amacı, bir ısı pompasının, yerine göre (ısıtma veya soğutma amaçlı) kondenseri veya evaporatör kısmını oluşturacak bir serpantin hazırlayıp bunu gölede daldırmak. Daha sonra bu serpantinin içinden bir akışkan (su) dolaştırmak suretiyle göletten ısı alıp-verebileceğimizi, günün hangi saatlerinde ve yılın hangi dönemlerinde göledin ısı potansiyelinden daha çok istifade edebileceğimizi göreceğiz.

### 5.2 UYGULAMANIN YERİ

Uygulamayı Siirt' in Kurtalan ilçesine bağlı ve il merkezine 40 km' si asfalt ve 20 km' si stabilize yol olmak üzere toplam 60 km uzaklıktaki Saipbeyli Köyü' nde bulunan HİS (Hayvansal İçme Suyu) amaçlı, yapay bir gölette yapıyorum. Uygulama yaptığım göledin konumu ve civar mevki aşağıdaki resimde görülmektedir.



Resim 5.1 : Göletin genel görünümü



Resim 5.2 : Göletin yandan görünüşü

### 5.3 DÜZENEĞİN KURULUMU

Bu uygulamamızı gerçekleştirebilmemiz için gölet suyunun kışın donma tehlikesini atlattması ve yağışların azalması için bahar dönemini bekledim. 19.04.2006 günü gerekli malzeme ve ekip ile uygulamaya başlamak üzere köye gittik. Ekip seyyar kaynak makineli bir kamyon, bir binek araç ile 6 tane de işçiden müteşekkildi.

İşe ilk önce serpantini oluşturacak olan boruların üzerine oturacağı bir düzenek hazırlamakla başladık. Bunun için 4 adet köşebendi bir taşıyıcı sistem (şasi) oluşturacak şekilde kaynak yaptık. Ardından boruları bir serpantin şekli gibi üzerine dizdik. Boruların ara birleştirme yerlerinde, serpantinde dolaşan akışkanın akışındaki lokal basınç kayıplarını azaltmak için köşe dirsek kullanmak yerine daha geniş kavisli U boruları imal ettik. Biraz zahmetli ve zaman alan bu işlemi şu şekilde gerçekleştirdik.



Resim 5.3 : Boruların dizilimi



Resim 5.4 : Boru bükme işlemi

Boruları iki boru arası mesafe ve iki dirsek boyu uzunluğunda kesip içini kumla doldurduk. Bu boruyu ısıtarak iki yerinden büküldük. Borunun içine kum koymamızın amacı ısınan borunun deforme olmasını ve tıkanmasını engellemek. Daha sonra bükülen borunun içindeki kumu boşalttık. Birleştirme ağzı açtıktan sonra diğer düz borulara yapıştırarak geçirdik. Boruların montajı bittikten sonra yapıştırıcının kurumması için 1 gün beklemek gerekiyor. Dizilen boruların boyu veya demir çubukların ara mesafesi uzun olduğundan boruların boşluklardan sarktığını gördük. Bu yüzden boru montaj işinden sonraki işi ertesi güne bıraktık.



Resim 5.5 : Sistemin montajı



Resim 5.6 : Şasiye çelik halat çekme işlemi



Resim 5.7 : Tesisatın genel görünümü

Sonraki gün demir çubukların ara yerlerine taşıyıcı görevi görmek üzere çelik halatlar gerdik. Bununla, boruların aralardan sarkmasını önledik ve boruların taşıyıcı sisteme sabitlenmesini sağladık. Başka bir gün, damperine su tankı monte ettirdiğim bir damperli kamyon ile yine bir binek araç ve 6 işçi ile birlikte deney mahalline gittik.

#### 5.4 TESİSATIN TESTİ

Tesisatı suya daldırmadan borularda kaçak olup olmadığını anlamak için sızdırmazlık testi yaptık. Dört yerde kaçak tespit ettik. Kaçak olan yerleri tekrar keserek tesisattan çıkardık. Kaçak olan kısımların onarımından sonra tekrar tesisata montajını yaptık. Son defa test ettik, herhangi bir kaçağın olmadığını gördük. Bu aşamadan sonra artık sistemiz gölete daldırılmaya hazır hale geldi.



Resim 5.8 : Tesisatın ilk testi





Resim 5.9 : Tesisattaki kaçakların onarımı



Resim 5.10 : Tesisatın son testi

## 5.5 TESİSATIN GÖLETE DALDIRILMASI



Resim 5.11 : Sistemin vince bağlanması

Tesisatın gölede daldırılabilmesi için bir vinç kiraladık. Sistemin suyun içine tam olarak gömülmesi gerekmektedir. Göletin yan duvarı dolgu malzeme olduğundan vinci mümkün olduğu kadar kenara yanaştırdık. Vincin kaymaması için hidrolik ayaklarını yere sabitlememize rağmen, arka dingilinin bir tarafı şarampole kaydı ve son anda durdu. Büyük bir tehlike atlattık. Emniyetli mesafeye vinci park ettikten sonra taşıyıcı sistemi, çapraz iki ucuna halat bağlayıp dengeli bir şekilde yerden kaldırdık. Ancak taşıyıcı sistem çok mukavemetli olmadığına sistem bayağı karşı uçlardan sehim yaptı. Bu yüzden mümkün olduğunca hızlı bir şekilde sistemi suya daldırmak gerekiyordu. Sistemi suyun üzerine çaktığımızda vincin boom' unu son mesafeye uzatmamıza rağmen sistemin yarısı toprağın üzerinde kaldı. Askıda kalan sistemi tam olarak suyun içine daldırmak için bir kısmımız suya girip sistemi elle suyun ortasına doğru çektik. O esnada sistemi hemen suya indirdik. Sistem dibe yaklaşınca elle çekip, düzeltip göledin tabanına oturttuk. Sistemin ağırlığının fazla olması sistemin suyun üzerinde yüzmeyip dibe oturmasına yeterli geldi. Sistemi gölede daldırmak için yapılan çalışmalar aşağıdaki resimlerde görülebilir.



Resim 5.12 : Sistemin vinç ile suya taşınması



Resim 4.13 : Sistemin vinç ile suya taşınması



Resim 5.14 : Sistemin vinç ile suya tekrar taşınması



Resim 5.15 : Sistemin tamamen suya gömüldüğü an

## 5.6 GÖLETTEKİ ÖLÇÜM İŞLEMLERİ VE BAZI ÖLÇÜM DEĞERLERİ

Bu uygulamada ölçmemiz gereken esas değerler havanın sıcaklığı, göletin su sıcaklığı, tesisata giren suyun sıcaklığı, tesisattan çıkan suyun sıcaklığı, tesisatta dolaşan akışkanın debisi, tesisattan çıkan akışkanın farklı debilere göre elde edilen değişik sıcaklıkları gibi değerlerdir.

Yapılan ölçümlerin bazıları aşağıda gösterilmiştir.

TABLO 5.1 Göletteki bazı ölçüm değerleri

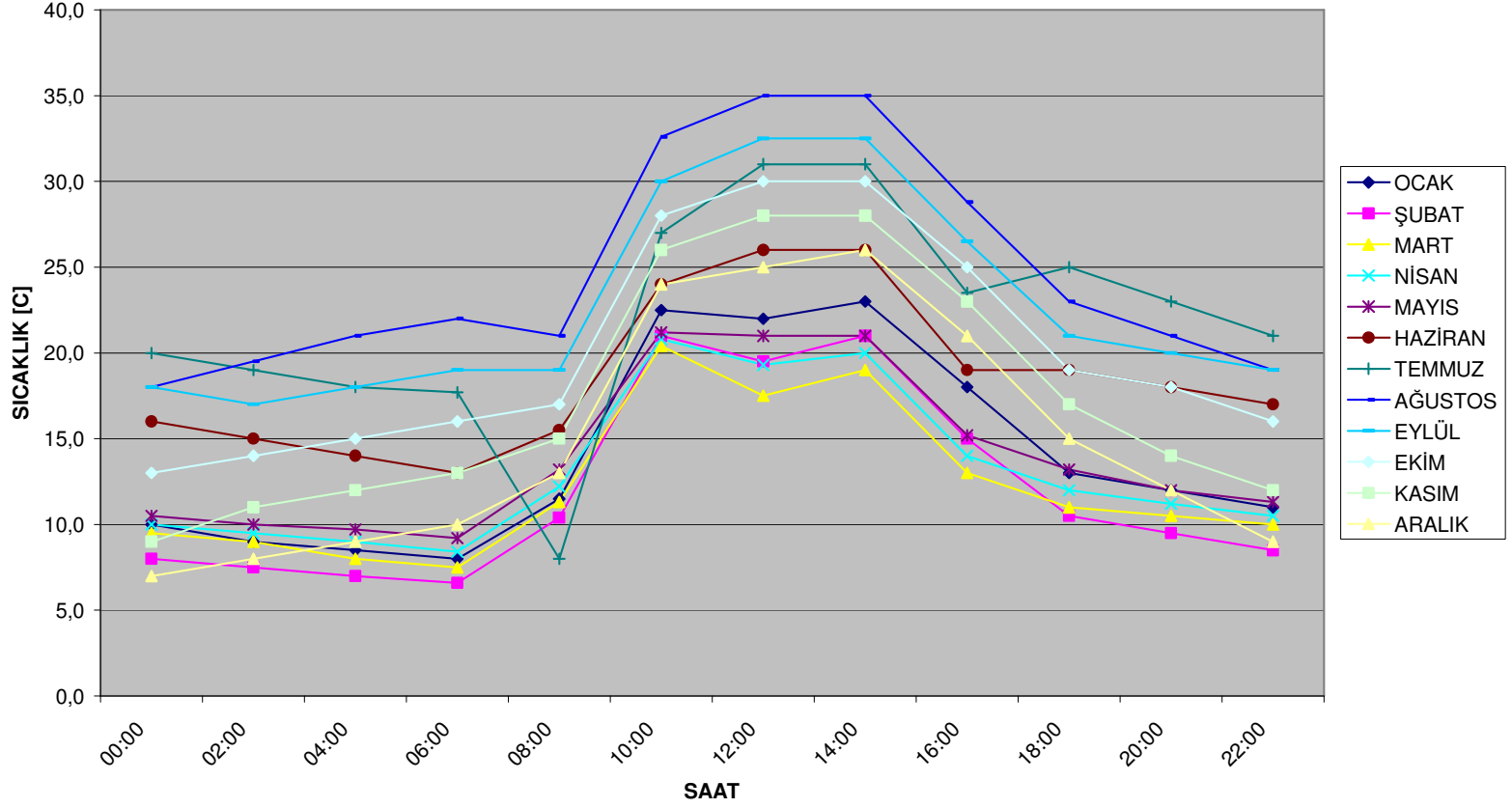
Tarih :	<b>20.Nis.06</b>	SAAT :	14:00
Tgölet :	15 - 16 C	Thava :	26 C
Tsu giriş :	19,5 C	Tsu çıkış :	18,5 - 18,2 C
L boru :	98 m		

Tarih :	<b>21.Nis.06</b>	SAAT :	11:00		
Tgölet :	15 - 16 C	Thava :	29 C		
Tsu giriş :	19,7 C	Tsu çıkış :	18,5 - 18,2 C		
DEBI (Lt/sn) :	0,0407	0,1241	0,1394	0,1619	0,2011
DEBI (kg/h) :	146,52	446,76	501,84	582,84	723,96
Tsu çıkış (C):	18,2	18,1	18,8	18	18,5

Tarih :	<b>15.May.06</b>	SAAT :	11:00		
Tgölet :	22 - 23 C	Thava :	30 C		
Tsu giriş :	29 C	Tsu çıkış :	18,5 - 18,2 C		
DEBI (Lt/sn) :	0,0807	0,1225	0,1408	0,1729	0,2591
DEBI (kg/h) :	290,52	441	506,88	622,44	932,76
Tsu çıkış (C):	24,4	25,1	25,9	26,3	27,2

Tarih :	<b>08.Haz.06</b>	SAAT :	13:00			
Tgölet yüzey :	26 - 28 C	Thava :	30,5 C			
Tgölet dip :	21-22 C					
Tsu giriş :	30 -30,5 C					
DEBI (Lt/sn) :	0,1204	0,1286	0,1395	0,3114	0,4337	3,2609
DEBI (kg/h) :	433,4	463,0	502,2	1.121,0	1.561,3	11.739,2
Tsu çıkış (C):	26,2 - 26,3	23,5 - 24	26,1 - 26,2	25 - 25,1	24,9	28,4

### GÖLETİN AYLIK SICAKLIK DAĞILIMI



TABLO 5.2 Gölet suyunun aylara göre sıcaklık dağılımı

## 6. BÖLÜM SU KAYNAKLI ISI POMPALARININ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDEKİ ISI TRANSFER ESASLARI

### 6.1 GENEL

Bu bölümde göleti kontrol kütle sistemi olarak ele alıp, göletle tüm çevresi arasında meydana gelen ısı alış-verişlerini hesaplayacağız. Kullanacağımız sıcaklık değerleri, rüzgar hızı, güneşlenme müddeti, birim yüzeye düşen güneş radyasyonu miktarı vb. değerler yılın 15 Ocak günü için ele alınacak ve bu tarihteki değerler için hesaplamalar örnek olarak yapılacaktır. Yılın diğer dönemleri için bulunan değerler cetvelimizde gösterilmektedir.

**Konu :** Gölet sularında mevcut bulunan ısı enerjisinin, gölete borudan serpantin daldırılması suretiyle çekilerek ısıtma sistemlerinde kullanılması.

**Cözüm :** Gölet suyundan çekilen ısı miktarını tespit etmek için termodinamiğin I. Kanununu boru-su ortamı için silindirik koordinatlarda uygularsak;

Termodinamiğin I. Kanununu : Enerjinin Korunumu Prensibi

$$E_{giren} + E_{üretilen} = E_{çıkan} + E_{depo edilen}$$

Ortam şartları ve kabuller :

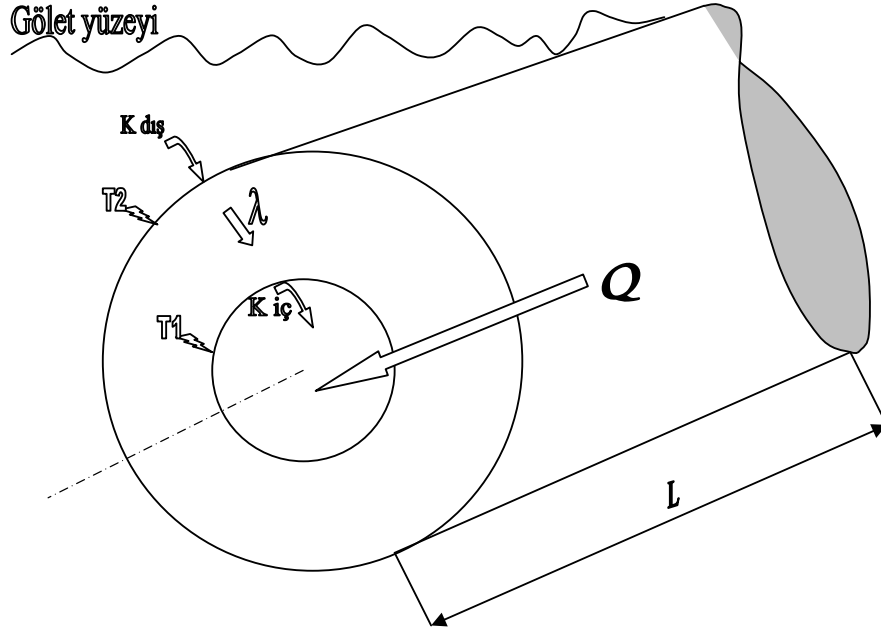
Silindirik duvarda aynı yarıçaptaki bütün noktaların sıcaklıkları aynı olsun. Isı transferi sadece r yarıçapı yönündedir. dr kalınlığındaki birim boru elemanı içinde iç enerji artışı yok ve sürekli bir rejimdir.

Bu durumda;

$$E_{giren} = Q_r \quad E_{üretilen} = 0$$

$$E_{çıkan} = Q_{r+dr} \quad E_{depo edilen} = 0$$

Birim boru elemanında meydana gelen ısı transferini, kısaca ; gölet suyu ile boru arasında konveksiyonla, boru kalınlığına kondüksiyonla, boru içinde de dolaşan akışkan nedeniyle yine konveksiyonla ısı transferi olarak açıklayabiliriz. Bu üç ısı transfer şeklini bileşik ortamdaki ısı direnç olarak düşünürsek, tek denklemde toplam ısı transfer miktarını tanımlayabiliriz.



Şekil 6.1 – Serpantin borusu birim elemanında meydana gelen ısı transferi çeşitleri

Yani bileşik ortamın ısı direnci ;

$$R_{top} = R_{dış} + R_{boru} + R_{iç}$$

Buna göre ısı transfer katsayısı K;

$$K_d = \frac{1}{R_{top}}$$

$$K_d = \frac{1}{\frac{r_d}{r_i \cdot \alpha_i} + \frac{r_d}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r_d}{r_i} + \frac{1}{\alpha_d}}$$

$r_d$  : Serpantin borusu dış yarıçapı = 16 mm

$r_i$  : Serpantin borusu iç yarıçapı = 13 mm

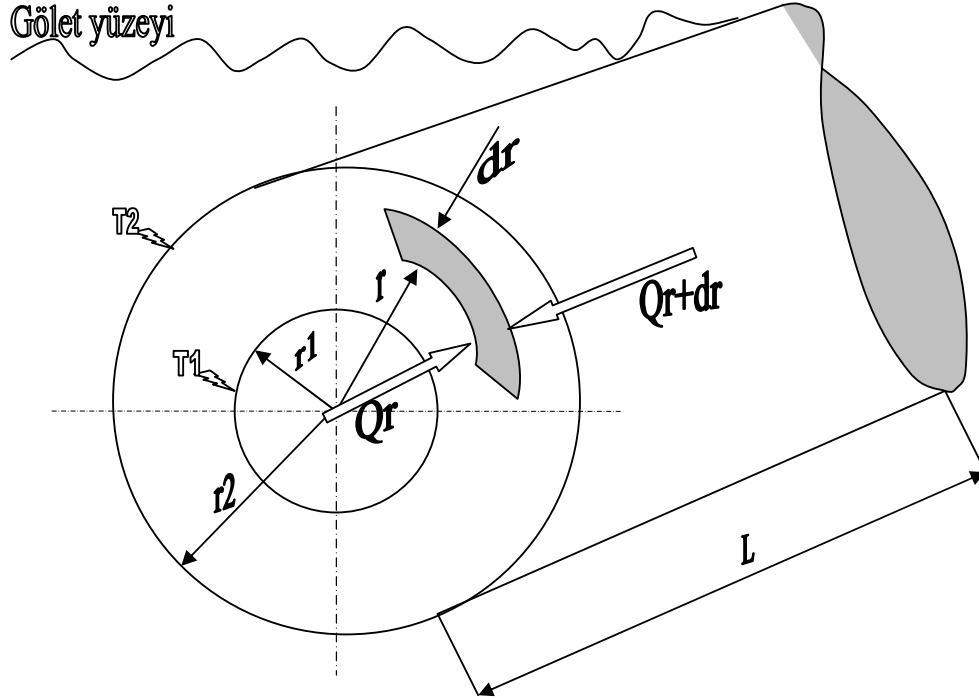
$\alpha_i$  : Boru içindeki akışkanın ısı taşınım katsayısı = belli değil



$\alpha_d$  : Boru dışındaki akışkanın ısı taşınım katsayısı =  $\infty$

Boru dışında ısı taşınım katsayısı belli olduğundan ( $\alpha_d = \infty$ ), sırasıyla boruda iletimle ve boru içinde taşınım ile meydana gelen ısı transferlerini inceleyelim.

### 6.1.1 BORUDA İLETİMLE MEYDANA GELEN ISI GEÇİŞİ



Şekil 6.2 Serpantin borusu birim elemanında iletimle meydana gelen ısı transferi gösterimi

Böylece ;

$$Q_r = Q_{r+dr}$$

$$Q_r = -\lambda \cdot A_r \cdot \frac{dT}{dr}$$

$$Q_{r+dr} = Q_r + \frac{\partial Q_r}{\partial r} dr$$

$$Q_r = Q_r + \frac{\partial Q_r}{\partial r} dr$$

$$\frac{\partial Q_r}{\partial r} dr = 0$$

$$\frac{\partial Q_r}{\partial r} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial r} Q_r = \left( \frac{\partial}{\partial r} \left( -\lambda \cdot A_r \cdot \frac{dT}{dr} \right) \right) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( -\lambda \cdot 2 \pi r L \cdot \frac{dT}{dr} \right) = 0 \qquad \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{dT}{dr} \right) = 0$$

$$r \frac{dT}{dr} = c_1$$

$$dT = \frac{c_1}{r} dr$$

her iki tarafı entegre edersek;

$$T = c_1 \ln r + c_2$$

(I)

Sınır koşulları :

$$r = r_1 \quad \text{için} \quad T = T_1 \quad \text{olsun} \qquad T_1 = c_1 \ln r_1 + c_2$$

$$r = r_2 \quad \text{için} \quad T = T_2 \quad \text{olsun} \qquad T_2 = c_1 \ln r_2 + c_2$$

$$T_1 - T_2 = c_1 \ln r_1 / r_2$$

$$C1 = -\frac{T1 - T2}{\ln \frac{r2}{r1}}$$

$$T1 = -\frac{T1 - T2}{\ln \frac{r2}{r1}} \cdot \ln r1 + C2$$

(II)

$$C2 = T1 + \frac{T1 - T2}{\ln \frac{r2}{r1}} \cdot \ln r1$$

böylece (I) denklemi ,

$$T = -\frac{T1 - T2}{\ln \frac{r2}{r1}} \cdot \ln r + T1 + \frac{T1 - T2}{\ln \frac{r2}{r1}} \cdot \ln r1$$

$$T = T1 - \frac{T1 - T2}{\ln \frac{r2}{r1}} \cdot \ln r / r1$$

(III)

$$\frac{dT}{dr} = -\frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \frac{1}{r} \quad Q_r = -\lambda \cdot 2 \pi r L \frac{dT}{dr}$$

$$Q_r = \frac{2 \pi L \lambda}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot (T_1 - T_2) \quad (IV)$$

Kullanılan PVC borunun ısı iletim katsayısı  $\lambda_{\text{boru}} = 0,391 \text{ W/mC} = 0,337 \text{ kcal/mhC}$

### 6.1.2 BORU İÇİNDE GERÇEKLEŞEN TAŞINIMLA ISI TRANSFERİ

Boru içinde dolaşan akışkan hareketli olduğundan ısı transferi taşınım ile meydana gelecektir. Taşınım ile olan ısı transferi veya ısı direnç miktarının tespiti için gerekli olan  $\alpha_i$  ısı taşınım katsayısını hesaplamamız gerekmektedir. Bunun için Nusselt sayısı denkleminde ;

$$Nu = \frac{\alpha_i \cdot d_i}{\lambda_{su}} \quad \alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda_{su}}{d_i}$$

$$Nu = f(Re, Pr)$$

$$Re = \frac{U_i \cdot d_i}{\nu}$$

$U_i$  : Boru içindeki akışkanın hızı

$\nu$  : Boru içindeki akışkanın kinematik viskozitesi =  $0,56 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  (Cetvelden)

Yaptığımız ölçümdeki ortalama kütleli debi  $m = 1000 \text{ kg/h} = 0,278 \text{ kg/s}$

$$m = \rho \cdot U_i \cdot A$$

$\rho$  = suyun özgül kütlesi =  $1.000 \text{ kg/m}^3$  (Cetvelden)

$$A = \text{boru kesit alanı} = \pi \cdot r_i^2 = \pi \cdot 0,013^2 = 5,31 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$0,278 \text{ kg/s} = 1.000 \text{ kg/m}^3 \cdot U_i \cdot 5,31 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$U_i = 0,524 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{0,524 \text{ m/s} \cdot 0,013}{0,56 \times 10^{-6}} = 12.164$$

12.164 > 10.000 olduğundan türbülanslı akış olur. Türbülanslı bölgede Nusselt sayısı ;

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n$$

$$Pr = \text{Prandtl Sayısı} = 6,62 \quad (\text{Cetvelden})$$

$$n = 0,4 \quad (\text{ısınan akışkan için})$$

$$Nu = 0,023 \cdot 11677^{0,8} \cdot 6,62^{0,4} = 87,89$$

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda_{su}}{d_i} \quad \text{idi.}$$

$$\alpha_i = \frac{87,89 \times 0,606}{0,025} = 2130 \text{ kcal/m}^2\text{hC} \quad \text{olarak bulunur.}$$

$$K_d = \frac{1}{\frac{r_d}{r_i \cdot \alpha_i} + \frac{r_d}{\lambda_b} \cdot \ln \frac{r_d}{r_i} + \frac{1}{\alpha_d}}$$

$$K_d = \frac{1}{\frac{0,032}{0,025 \cdot 2130} + \frac{0,032}{0,337} \cdot \ln \frac{0,032}{0,025} + \frac{1}{\infty}}$$

$$K_d = 41,59 \text{ kcal/m}^2\text{hC}$$

Elde ettiğimiz bu ısı transfer katsayısı ile transfer olan toplam ısı miktarı ;

$$Q = K_d \cdot A_d \cdot \Delta T_m$$

$\Delta T_m$  : Ortalama sıcaklık farkı

### **Deneyde Kullanılan Değerler :**

$$\text{Tesisat borusunun dış çapı } \quad \varnothing d_{dış} = 32 \text{ mm} \quad r_{dış} = 16 \text{ mm}$$

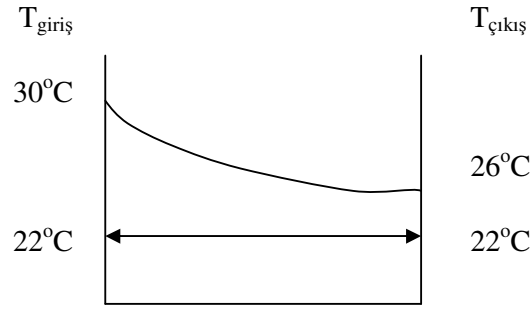
$$\text{Tesisat borusunun iç çapı } \quad \varnothing d_{iç} = 25 \text{ mm} \quad r_{iç} = 13 \text{ mm}$$

$$\text{Toplam boru boyu} = 110 \text{ m}$$

$$\text{Suyun altında kalan boru uzunluğu : } L_{\text{boru}} = 98 \text{ m}$$

$$\text{PVC borunun ısı iletim katsayısı : } \quad \lambda (\text{PVC boru}) = 0,391 \text{ W/mC} = 0,337 \text{ kcal/mh}^{\circ}\text{C}$$

$$Cp_{su} = 1 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$$



Şekil 6.3 Gölet suyu ve devredeki akışkanın sıcaklık değişimi

Gölet suyu sıcaklığı = 22<sup>0</sup> C

Devredeki suyun giriş sıcaklığı = 30<sup>0</sup> C

Devredeki suyun çıkış sıcaklığı = 26<sup>0</sup> C

$$\Delta T_m = \frac{30 - 22}{26 - 22} = \frac{8}{4} = 2$$

$$A_d = \pi \cdot D_d \cdot L = \pi \cdot 0,032 \cdot 98 = 9,852 \text{ m}^2$$

$$Q = K_d \cdot A_d \cdot \Delta T_m = 41,59 \cdot 9,852 \cdot 2 = 819,5 \text{ kcal/h} = 951,5 \text{ W}$$

Q ısıısının pozitif çıkması seçilen yönde yani göletten tesisattaki suya ısı verildiğini gösterir. Yani silindirik koordinatlarda r değişkeninin doğrultusu ve ters yönünde (orijine doğru) ısı akışı olduğunu gösterir.

### 6.1.3 PEFORMANS KATSAYISI (COP)

Bir soğutma makinesinin verimi “etkinlik katsayısı” ile ifade edilir ve  $COP_{SM}$  ile gösterilir. Isı pompasının amacı ise bir ortamı sıcak tutmaktır. Bu işlevi yerine getirmek için düşük sıcaklıktaki bir ısııl enerji deposundan alınan ısı, ısıtılmak istenen ortama verilir. Düşük sıcaklıktaki ısııl enerji deposu genellikle soğuk çevre havası, kuyu suyu veya toprak, ısıtılmak istenen ortam ise bir evin içidir.

Isı pompasının etkinliği de ”etkinlik katsayısı”,  $COP_{IP}$  ile ifade edilir.

$$COP_{IP} = \frac{\text{elde edilmek istenen değer}}{\text{harcanması gereken değer}} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} = \frac{m_R(h_3 - h_1)}{m_R(h_3 - h_2)}$$

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

### ÖRNEK :

Yapmış olduğumuz ısı pompası sistemiyle 10<sup>0</sup>C sıcaklığındaki bir odayı 20<sup>0</sup>C ye çıkardığımızı planlarsak bu durumda çalışan sistemin performans katsayısı ne olur?

Bilinenler : Oda (kondenser) sıcaklıkları  $T_{ilk} = 10 \text{ C}$   $T_{son} = 20 \text{ C}$

Göletteki serpantin (evaporatör) sıcaklıkları  $T_{ilk} = 30 \text{ C}$   $T_{son} = 26 \text{ C}$

### Çözüm :

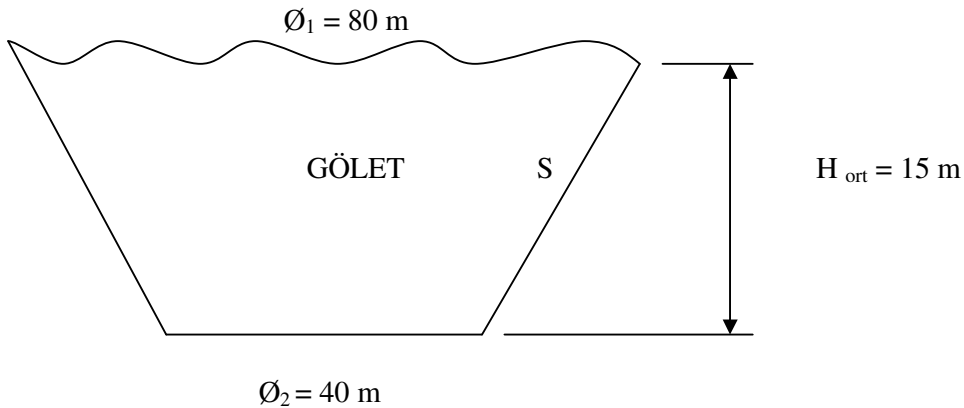
Kondenserin odaya verdiği ısı  $Q_k = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1)$

Evaporatör gölden çektiği ısı  $Q_e = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1)$

Burada m ve Cp ısıtıcı akışkana ait olup, değerler değişmemektedir.

$$COP = \frac{1}{1 - Q_e/Q_k} = \frac{1}{1 - m \cdot C_p \cdot 4 / m \cdot C_p \cdot 10} = \frac{1}{1 - 0,4} = 1,67$$

### 6.2 GÖLET DATALARI



Şekil 6.4 Gölet şeması

Yan Duvar Uzunluğu S = 25 m

**GÖLETİN YÜZEY ALANI**

$$A = \pi \cdot r_1^2 = \pi \cdot 40^2 = 5.027 \text{ m}^2$$

**GÖLETİN TABAN ALANI**

$$A = \pi \cdot r_2^2 = \pi \cdot 20^2 = 1.257 \text{ m}^2$$

**GÖLETİN YANAL ALANI**

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot S \cdot (r_1 + r_2) = \pi \cdot 15 \cdot (40 + 20) \\ &= 2.827 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

**GÖLETİN HACMİ**

$$\begin{aligned} V &= \pi \cdot r_1^2 \cdot H / 3 - \pi \cdot r_2^2 \cdot H / 3 \\ &= \pi \cdot 40^2 \cdot 30 / 3 - \pi \cdot 20^2 \cdot 15 / 3 \\ &= 43.982 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

**GÖLETİN KÜTLESİ**

$$\begin{aligned} m &= \rho \cdot V_{\text{gölet}} \\ &= 1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 43.982 \text{ m}^3 \\ &= 43.982.000 \text{ kg} \approx 44 \times 10^6 \text{ kg} \end{aligned}$$

**Tesisat borusu içinde sürekli mevcut bulunan su miktarı :**

$$M = \rho \cdot V = \rho \cdot \pi \cdot r_{iç}^2 \cdot L = 1000 \text{ kg/m}^3 \cdot \pi \cdot 0,013^2 \text{ m}^2 \cdot 98 \text{ m}$$

$$M = 52 \text{ kg}$$

### 6.3 GÖLET İLE ÇEVRE ARASINDA MEYDANA GELEN ISI TRANSFERLERİ

Gölet ile çevre arasında meydana gelen ısı alış-verişlerini termodinamiğin I. Kanunu ile tanımlayıp hesaplamaya çalışalım.

Gölet için termodinamiğin 1. kanununu uygularsak

$$dQ - dW = \Sigma (m_{\dot{c}} \cdot h_{\dot{c}} - m_{\dot{g}} \cdot h_{\dot{g}}) + \Sigma (m_2 \cdot U_2 - m_1 \cdot U_1) \quad (6.3.1)$$

$dQ$  parametresini açacak olursak;

$$dQ = Q_{\text{rad}} - Q_{\text{kond}} - Q_{\text{konv}}$$

$Q_{\text{rad}}$  : Güneşten ışıma etkisi ile gölete gelen ısı miktarıdır.

$Q_{\text{kond}}$  : Gölet suyunun temas ettiği yüzeylerdeki giren ve çıkan ısı miktarıdır.

$Q_{\text{konv}}$  : Gölet yüzeyine temas eden hava ile gölete giren ve çıkan ısı miktarıdır.

Burada gölette herhangi bir iş yapılmadığından  $dW = 0$  olur.

Giren kütle, sadece yağış olduğu zamanki yağış miktarıdır.  $M_{\dot{g}} = m_{\text{yağış}}$

Çıkan kütle buharlaşan gölet suyu miktarıdır.  $M_{\dot{c}} = M_{\text{buh}}$

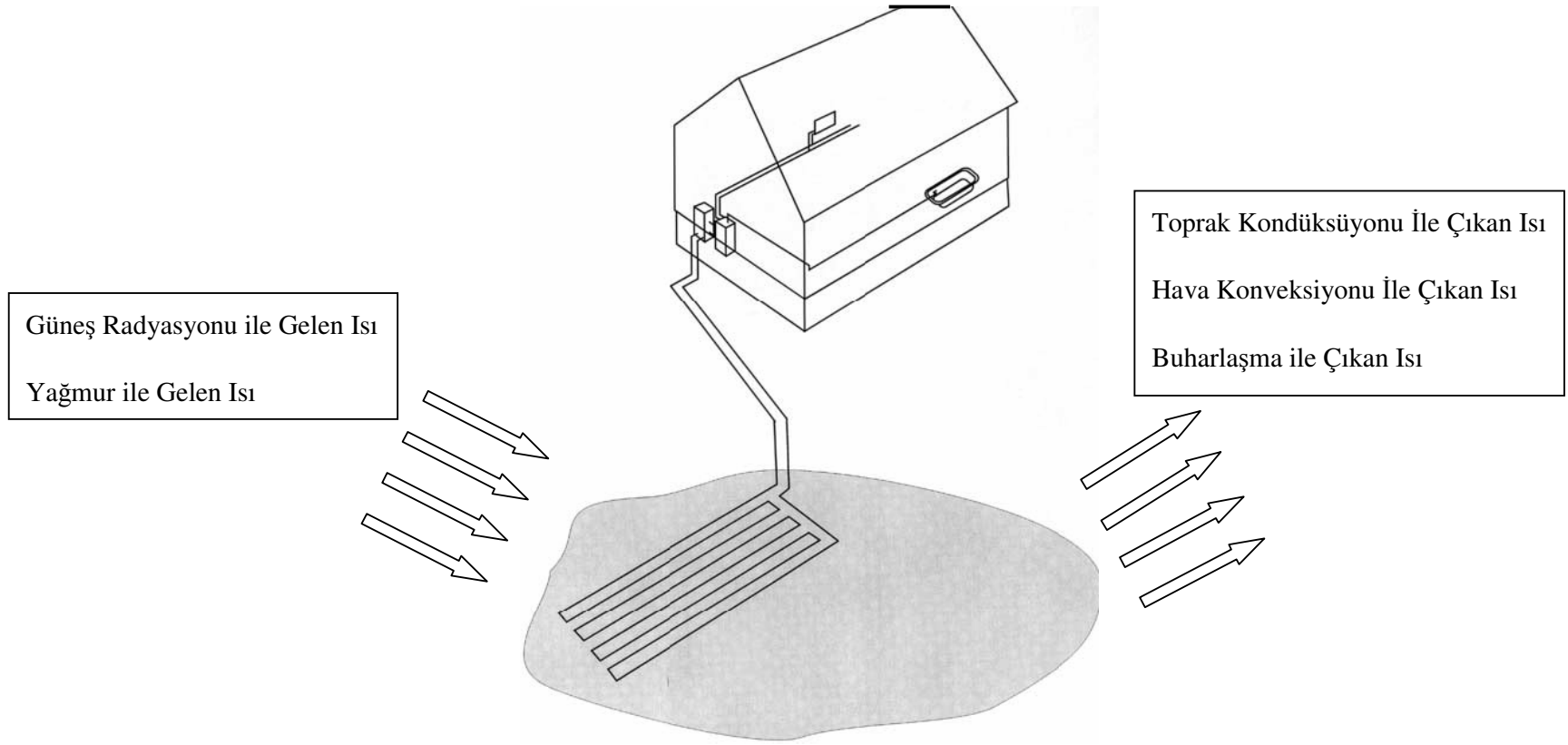
$\Sigma (m_2 \cdot U_2 - m_1 \cdot U_1)$  ifadesi de göletin iç enerjisindeki değişimi gösterir.

Böylece denklem şu şekilde tanımlanabilir :

$$Q_{\text{rad}} - Q_{\text{kond}} - Q_{\text{konv}} = \Sigma (M_{\text{buh}} \cdot h_{\text{fg}} - M_{\text{yag}} \cdot h_{\text{yag}}) + \Sigma (m_2 \cdot U_2 - m_1 \cdot U_1) \quad (6.3.2)$$

Şimdi bu ifadeleri tek tek bulmaya çalışalım.





Şekil 6.5 Gölete gelen ve göletten çıkan ısılar

### 6.3.1 GÖLET YÜZEYİ İLE ÇEVRE ARASINDA KONVEKSİYONLA MEYDANA GELEN ISI TRANSFERİ

Göletin üzerindeki ortamda hakim olan rüzgarın etkisiyle mevsim şartlarına göre göletten havaya veya havadan-gölete taşınımıyla ısı transferi meydana gelir. Bu ısı miktarını da şöyle hesaplayabiliriz;

$$Q = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$

$h$  : konveksiyonla ısı transfer katsayısı

$$h = 0,664 \cdot \lambda \cdot (U_\infty / \nu \cdot L)^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$$

$$h = 0,664 \cdot \lambda \cdot (U_\infty / \nu \cdot L)^{1/2} \cdot (\nu \cdot \rho \cdot Cp / \lambda)^{1/3}$$

$$h_x = 0,332 \cdot (\lambda / x) \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$$

Kritik Reynolds sayısının altındaki bölgede laminar akış için, üzerindeki bölgede ise türbülanslı akış için konveksiyonla ısı transferi hesabı yapılacaktır. Bu durumda kritik Reynolds sayısı;

$$Re_{kr} = 5 \times 10^5 = U_\infty \cdot x_{kr} / \nu$$

15 Ocak' da Rüzgar hızı  $U_\infty = 1,3$  m/s olduğundan,

$$300 \text{ K sıcaklıktaki havanın kinematik viskozitesini} \quad \nu = 1,5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad (\text{Cetvelden})$$

olarak alırsak,

$$\text{kritik } x \text{ mesafesi ;} \quad x_{kr} = 5,8 \text{ m olarak bulunur.}$$

Böylece göletin rüzgar yönünden itibaren ilk 5,8 metresinde laminar akış olacak ve geri kalan kısmında da türbülanslı akış meydana gelecektir.

Konveksiyonla meydana gelen toplam ısı transferi;

$$Q_{konv} = Q_{lam} + Q_{trb} \quad \text{olur.}$$

$$Q_{lam} = 0,664 \cdot \lambda \cdot (U_\infty / \nu \cdot L)^{1/2} \cdot (\nu \cdot \rho \cdot Cp / \lambda)^{1/3} \cdot w \cdot (T_s - T_\infty)$$

15 Ocak tarihindeki günlük ortalama sıcaklık değerleri;

$$T_{\text{hava}} = 2,9 \text{ C} = 275,9 \text{ K}$$

$$T_{\text{gölet}} = 12,4 \text{ C} = 285,4 \text{ K}$$

$$300 \text{ K sıcaklıktaki havanın ısı iletim katsayısı} \quad \lambda = 0,026 \text{ W/mK}$$

$$300 \text{ K sıcaklıktaki havanın özgül kütlesi} \quad \rho = 1,1614 \text{ kg/m}^3$$

$$300 \text{ K sıcaklıktaki havanın özgül ısı} \quad C_p = 1,007 \text{ kJ/kgK}$$

$$300 \text{ K sıcaklıktaki havanın Prandtl sayısı} \quad Pr = 0,707$$

$$Q_{\text{lam}} = 0,664 \cdot \lambda \cdot (U_{\infty} / \nu \cdot L)^{1/2} \cdot (\nu \cdot \rho \cdot C_p / \lambda)^{1/3} \cdot w \cdot (T_s - T_{\infty})$$

$$Q = 0,664 \cdot 0,026 \cdot \left[ \frac{1,3}{1,5 \times 10^{-5} \cdot 5,8} \right]^{1/2} \cdot \left[ \frac{1,5 \times 10^{-5} \cdot 1,1614 \cdot 1,007}{0,026} \right]^{1/3} \cdot 80 \cdot (12,4 - 2,9)$$

$$Q = 8.287 \text{ W}$$

Göletin ilk 5,8 m' lik bölümünden sonraki kısmı türbülanslı bölge olduğundan

Konveksiyonla meydana gelen ısı transferi ;

$$\begin{aligned} Q_{\text{trb}} &= 0,036 \cdot \lambda \cdot w \cdot (T_s - T_{\infty}) \cdot Pr^{1/3} \cdot [ (U_{\infty} \cdot L_2 / \nu)^{0,8} - (U_{\infty} \cdot L_1 / \nu)^{0,8} ] \\ &= 0,036 \cdot 0,026 \cdot 80 \cdot (12,4 - 2,9) \cdot 0,7^{1/3} \cdot [ (1,3 \cdot 80 / 1,5 \times 10^{-5})^{0,8} - (1,3 \cdot 5,8 / 1,5 \times 10^{-5})^{0,8} ] \\ &= 164.991 \text{ W} \end{aligned}$$

Bu durumda gölet ile çevresi arasında laminar ve türbülanslı bölgelerde konveksiyonla meydana gelen toplam ısı transferi ;

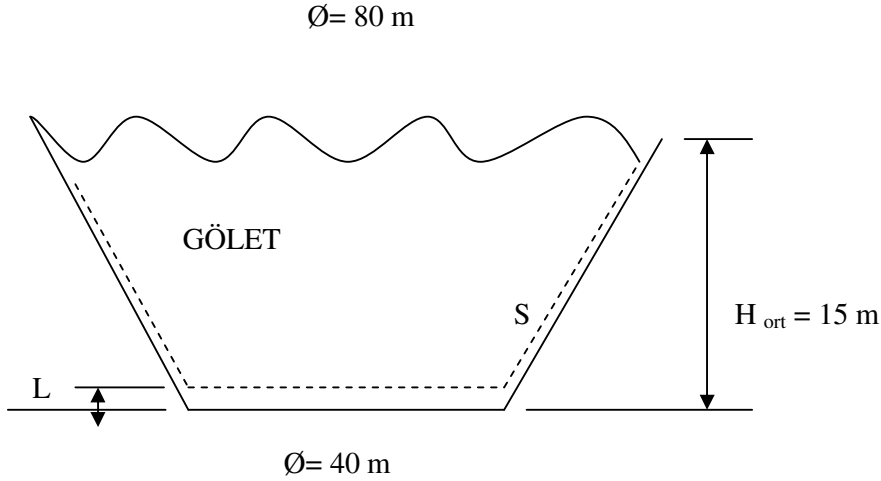
$$\begin{aligned} Q_{\text{top}} &= Q_{\text{lam}} + Q_{\text{trb}} \\ &= 8.287 \text{ W} + 164.991 \text{ W} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{konv}} = 173.278 \text{ W}$$

### 6.3.2 GÖLET ÇANAĞI İLE TOPRAK ARASINDA KONDÜKSİYONLA MEYDANA GELEN ISI TRANSFERİ

Göletin toprakla temas eden bölgeleri taban ve yanal alanlardır. Bu yüzeylerden toprağa kondüksiyonla transfer olan ısıları toplarsak, göletin dip çanağından toprağa transfer olan toplam ısıyı elde etmiş oluruz.

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{kond}} &= Q_{\text{taban}} + Q_{\text{yanal}} \\
 &= \lambda \cdot A_{\text{taban}} \cdot (T_1 - T_2) / L + \lambda \cdot A_{\text{yanal}} (T_1 - T_2) / L \\
 &= \lambda \cdot (A_{\text{taban}} + A_{\text{yanal}}) \cdot (T_1 - T_2) / L
 \end{aligned}$$



Şekil 6.6 Gölet ile toprak arasında kondüksiyonla meydana gelen ısı transfer yüzeyi

Yine 15 Ocak tarihindeki gölet suyu ve toprak değerleri ;

$$T_{\text{su}} = 12,4 \text{ C} \quad \lambda_{\text{su}} = 0,590 \text{ W/mK}$$

$$T_{\text{toprak}} = 0,8 \text{ C} \quad A_{\text{taban}} = 1.257 \text{ m}^2$$

Göletin toprakla temas eden yüzeyleri ile toprak arasında 5 cm' lik taban bölgeden iletimle ısı transfer olduğunu kabul edersek ;

$$L = 5 \text{ cm} = 0,05 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}
Q_{\text{kond}} &= \lambda \cdot (A_{\text{taban}} + A_{\text{yanal}}) \cdot (T_1 - T_2) / L \\
&= 0,590 \cdot (1257 + 2.827) \cdot (12,4 - 0,8) / 0,05 \\
&= 559.018 \text{ W}
\end{aligned}$$

Toplam kondüksiyonla olan ısı transferi ,

$$Q_{\text{kond}} = 559.018 \text{ W olarak bulunur.}$$

### 6.3.3 GÖLETE GÜNEŞ RADYASYONU İLE GELEN ISI MİKTARI

Gölete giren çıkan ısılardan biri de güneşten radyasyonla gelen ısıdır. Bu ısı tüm gün boyu etkili olmayıp, gün uzunluğu diye tabir edilen güneşin doğuşu ile batışı arasındaki sürede ve havanın bulutsuz saatlerinde yani güneşlenme müddetince etkilidir.

$$Q_{\text{rad.}} = q \cdot A_{\text{yüzey}} \cdot c_{\text{su}}$$

Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü' nden alınan veriye göre iki tam saat arasında  $\text{cm}^2$ ' ye dakikada gelen güneş ısıları verilmiştir.

15 Ocak tarihinde 12:00 ile 13:00 saatleri arasındaki değer  $q = 0,282 \text{ cal/cm}^2\text{dk}$  dır.

$$q = 0,282 \text{ cal/cm}^2\text{dk} = 196,5 \text{ W/m}^2$$

$c_{\text{su}}$  : Güneş radyasyonunun su yüzeyi tarafından soğurma katsayısı

Güneş radyasyonu ile yüzeye gelen ısının bir miktarı çarptığı yüzey tarafından yutulur, diğer kısmı da ışık gibi hareket ederek yüzeyden yansır. Yapılan araştırmalarda güneşten radyasyonla gelen ısının, su yüzeylerde % 78' inin yutlduğu (soğurma), % 22' sinin de su yüzeyinden ortama geri yansıdığı saptanmıştır. Bu bağlamda yaptığımız hesaplamalarda meteoroloji verileri ile yüzeye gelen ısının %78' ini göletin kazandığını kabul edeceğiz.

$$Q_{\text{rad}} = 196,5 \text{ W/m}^2 \times 5.027 \text{ m}^2 \times 0,78 = 770.488 \text{ W} = 770,5 \text{ kW}$$

### 6.3.4 YAĞMURLA GELEN ISI MİKTARI

Yılın yağış alan günlerinde, yağın yağmurun sıcaklığı gölet suyu sıcaklığından farklı olacağından gölet ısısında değişim meydana gelecektir. Yağın yağmurun sıcaklığı ortam havasının yaş termometre sıcaklığında olacak ve bu değişim de ;

Örnek olarak 15 Ocak günü, saat 12:00' de gölet suyu sıcaklığı =  $20,0^{\circ} \text{C} = 293,0 \text{ K}$

Havanın yağ termometre sıcaklığı =  $1,4^0 \text{ C} = 274,4 \text{ K}$

olduğundan gelen yağış gölette soğuma etkisi yapacaktır. Yağışın entalpisi kadar gölette ısı kaybı olacaktır.

Aylık toplam yağış miktarı =  $65 \text{ kg/m}^2$

Günlük ortalama yağış miktarı =  $2,167 \text{ kg/m}^2$

Gölete gelen günlük yağış miktarı = birim yağış miktarı x gölet yüzey alanı  
 $= 2,167 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{gün} \times 5027 \text{ m}^2$   
 $= 10.892 \text{ kg/gün}$

Göledin kaybettiği ısı miktarı :  $Q_{\text{yağış}} = m_{\text{yağış}} \cdot C_p \cdot (T_{\text{yağış}} - T_{\text{gölet}})$

$Q = 10.892 \text{ kg/gün} \cdot 4,181 \text{ kJ/kgK} \cdot (274,4 \text{ K} - 293,0 \text{ K})$

$= - 847.021 \text{ kJ / gün} = - 9.803 \text{ W}$

### 6.3.5 BUHARLAŞMA İLE GÖLETEN ÇIKAN ISI MİKTARI

Ek 3' deki Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğüne tutulan aylık buharlaşma kartında Siirt ilinde yapılan ölçüm değerleri gösterilmektedir. Yapılan ölçüm esaslarından bahsedecek olursak; ölçümler, 112,9 cm çapındaki silindirik ve ağzı atmosfere açık bir kapta yapılmaktadır. Bu kap bizim göletimizi temsil edecek nitelikte olduğundan alınan değerlerin genelleştirilmesinde büyük hata oranları bulunmamaktadır.

Normal şartlarda kapta 120 litre su bulunmaktadır. Her gün sabah saat 07:00' da meteoroloji görevlisince kaptaki seviye kontrol edilir ve 24 saatlik değişim gözlemlenir. Son 24 saat içinde herhangi bir yağış olmamış ise kapta eksilen su miktarı kadar kaba su ilave edilir ve ilave edilen su miktarı kadar suyun da buharlaştığı kayda alınır. Ancak son 1 günde yağış olmuş ise kaba gelen yağış miktarı ile kaba ilave edilen miktar kadar suyun buharlaştığı tespit edilir.

Yine örnek olarak, yılın Ocak ayının 15. günü değerleri ile göletimizden buharlaşan su miktarı ve buharlaşma gizli ısıyı örnek hesaplamayla bulmaya çalışalım.

Ocak ayının 15. günü kaptan buharlaşan su miktarı :  $5,5 \text{ Lt} = 5,5 \text{ kg/gün}$

$$\text{Kabın yüzey alanı} = \pi \cdot d^2 / 4 = \pi \cdot 1,129^2 / 4 = 1,001 \text{ m}^2 \approx 1 \text{ m}^2$$

$$\text{Gölet yüzey alanı (Bölüm 6.2.1' den)} : 5.027 \text{ m}^2$$

$$\text{Göletten buharlaşan su miktarı} : 5,5 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{gün} \times 5027 \text{ m}^2 = 27.648,5 \text{ kg/gün} = 1.152 \text{ kg/h}$$

$$\text{Buharlaştırma ile göletten çekilen gizli ısı} : Q_{\text{buh}} = M_{\text{buh}} \cdot h_{\text{fg}}$$

Göletin bu tarihteki ortalama sıcaklığı olan 285 Kelvin' deki buharlaştırma gizli ısısı

$$h_{\text{fg}} = 2473 \text{ kJ/kg} \quad (\text{Cetvelden})$$

$$Q_{\text{buh}} = 1152 \text{ kg/h} \cdot 2473 \text{ kJ/kg} \cdot 1 \text{ h}/3600 \text{ s}$$

$$= 791,4 \text{ kW} = 791.374 \text{ W}$$

### 6.3.6 GÖLETİN TOPLAM ISIL DEĞİŞİMİ

(6.3.2) deki gölet için Termodinamiğin I. kanunu sayısal değerler ile denkleme dönecek olursak, göletteki toplam ısı değişimini elde etmiş oluruz.

$$Q_{\text{rad}} - Q_{\text{kond}} - Q_{\text{konv}} = \Sigma ( M_{\text{buh}} \cdot h_{\text{fg}} - M_{\text{yag}} \cdot h_{\text{yag}} ) + \Sigma ( m_2 \cdot U_2 - m_1 \cdot U_1 ) \quad (6.3.2)$$

15 Ocak tarihi saat 12:00 itibariyle yukarıda yapılan hesaplamaları birleştirecek olursak;

$$Q_{\text{konv}} = 173.278 \text{ W} \quad Q_{\text{kond.}} = 559.018 \text{ W} \quad Q_{\text{rad}} = 770.488 \text{ W}$$

$$M_{\text{yag}} \cdot h_{\text{yag}} = 9.803 \text{ W} \quad M_{\text{buh}} \cdot h_{\text{fg}} = 791.374 \text{ W}$$

$$770.488 \text{ W} - 559.018 \text{ W} - 173.278 \text{ W} = ( 791.374 \text{ W} + 9.803 \text{ W} ) + dU \quad (6.3.2)$$

$$- 762.985 \text{ W} = dU$$

Böylece yukarıda yapılan hesaplamalar neticesinde çevre etkisiyle ocak ayının 15. günü saat 12:00 daki verilerle 1 saatte göletin iç enerjisinin 762.985 W kadar değiştiği (azaldığı) görülür.

### 6.4 SERPANTİN DEVRESİNDE DOLAŞAN AKIŞKANIN GÖLETTEN ÇEKTIĞİ ISI MİKTARI

Serpantinde dolaşan akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları belli olduğundan akışkan ısındığı miktar kadar göletten ısı çekmiştir. Serpantinden değişik debilerde akışkan dolaştırdığımızdan akışkanın çıkış sıcaklıkları ve dolayısıyla göletten çekilen ısı miktarları farklı farklı olacaktır.

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$C_{p_{su}} = 1 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C} = 4,179 \text{ kJ/kgK} \quad T_{giriş} = 30,5^{\circ}\text{C} = 303,5 \text{ K}$$

Akışkan debilerine göre göletten çekilen ısı miktarlarını aşağıdaki gibi hesaplayabiliriz.

$$\text{A) Kütlesel debi } m = 1.121 \text{ kg/h} = 0,3114 \text{ kg/s} \text{ olduğunda ;}$$

$$\text{Suyun çıkış sıcaklığı } T_{su_{çıkış}} = 25,1^{\circ}\text{C} = 298,1 \text{ K} \text{ olarak ölçüldü.}$$

Bu durumda suyun soğuduğu ve gölete ısı verdiği görülür, bunun miktarı da,

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$Q = 0,3114 \cdot 4,179 \cdot (303,5 - 298,1)$$

$$Q = 7.027 \text{ W}$$

$$\text{B) Aynı şekilde başka bir ölçüm neticesinde,}$$

$$\text{Kütlesel debi } m = 11.739,2 \text{ kg/h} = 3,261 \text{ kg/s} \text{ olduğunda ;}$$

$$\text{Suyun çıkış sıcaklığı } T_{su_{çıkış}} = 28,4^{\circ}\text{C} \text{ olarak ölçüldü.}$$

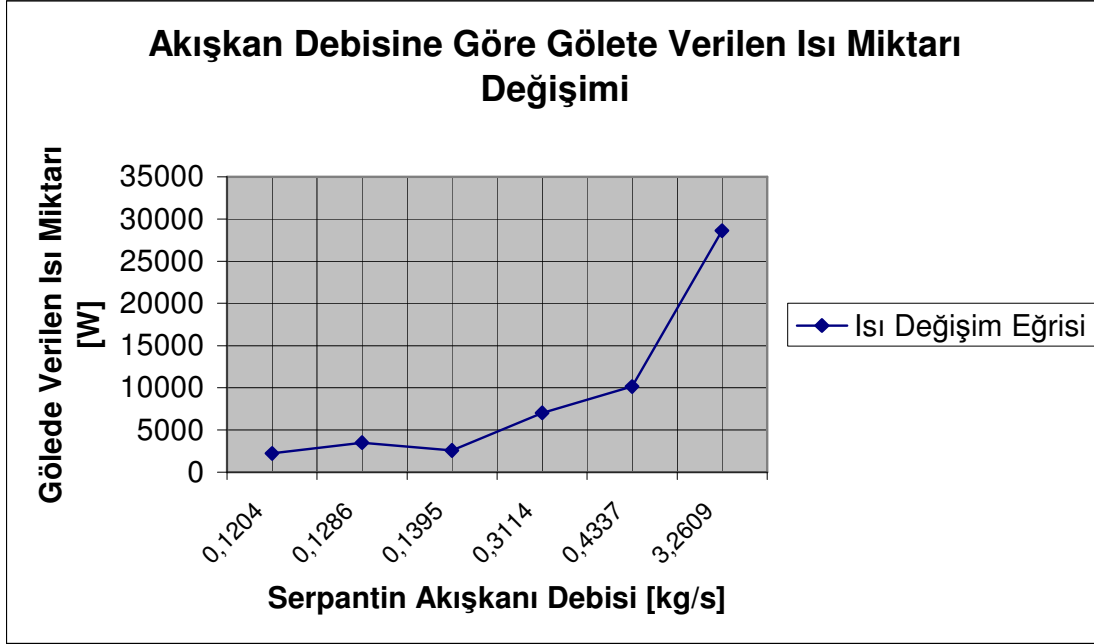
Bu durumda da suyun soğuduğu ve gölede ısı verdiği görülür, bunun miktarı da,

$$Q = 3,261 \cdot 4,179 \cdot (303,5 - 284)$$

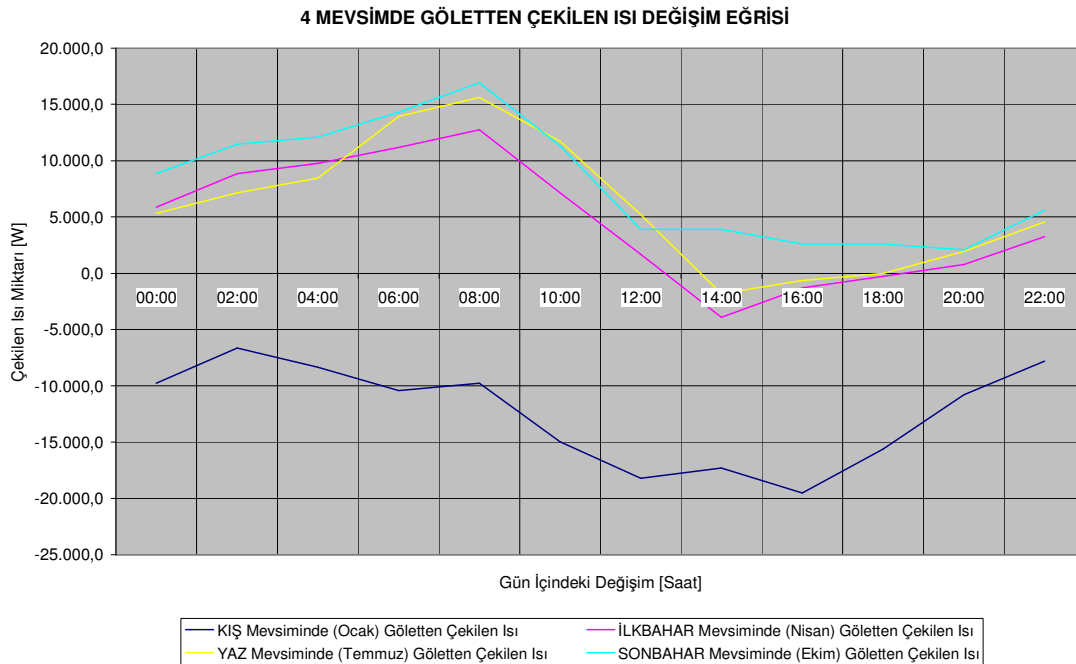
$$Q = 28.617 \text{ W}$$



TABLO 6.1 Akışkan debisine göre gölede verilen ısı miktarı değişimi



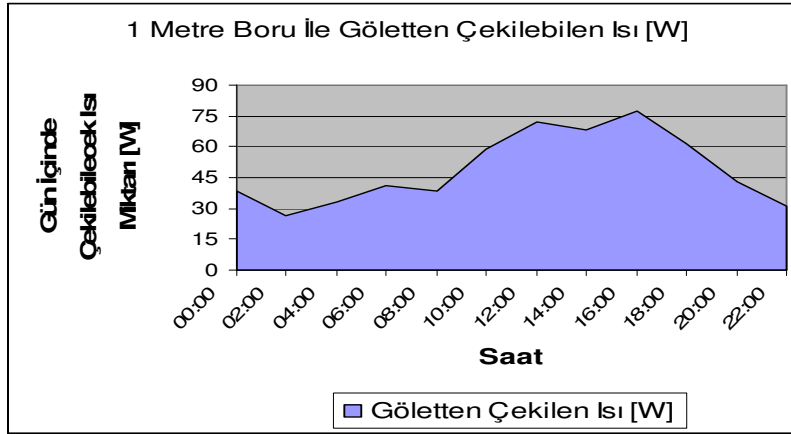
TABLO 6.2 4 Mevsimde gün içindeki saatlere göre kaynaktan çekilen ısı miktarı eğrisi



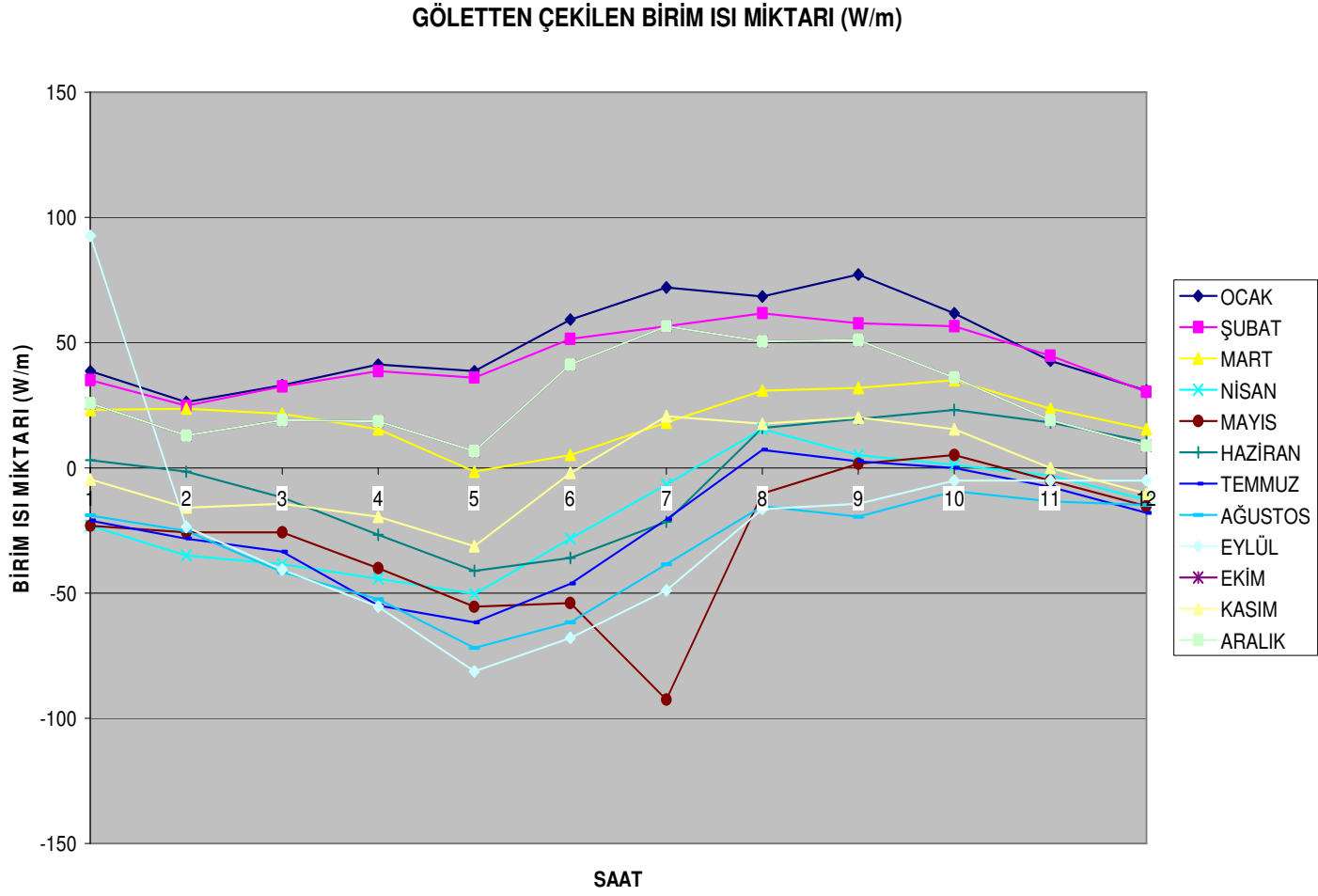
### 6.5 BİRİM BORU BOYUNCA GÖLETTEN ÇEKİLEN ISI MİKTARI

Yapmış olduğum deneyde suyun altında 98 metre boru kaldığından, bu konuda yapılacak olan uygulamalarda, elde ettiğimiz veriler ışığında başka uygulamalara esas olmak üzere birim boru boyunca göletten çekilen ısı miktarını tespit edersek, benzer bir göletten ihtiyaç duyulan ısıtma kapasitesine göre aşağıdaki grafik yardımıyla uygulamamız gereken boru uzunluğunu basitçe tespit edebiliriz.

TABLO 6.3 15 Ocak' da 1 m boru ile göletten çekilebilecek ısı miktarı [W]



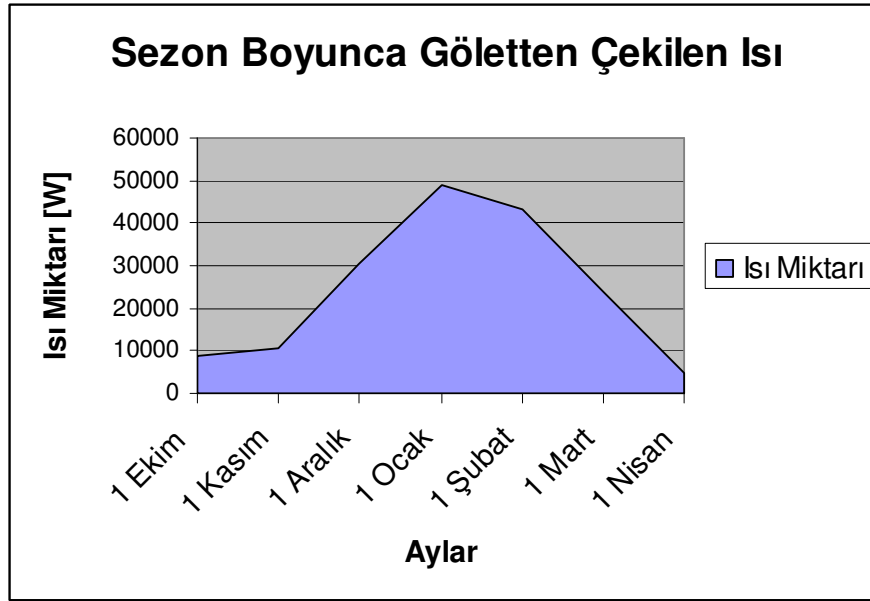
TABLO 6.4 1 metre serpanın borusu ile yıl ve gün boyunca göletten çekilebilecek ısı miktarı



### 6.6 ISITMA SEZONUNDA GÖLETTEN ÇEKİLEN TOPLAM ISI MİKTARI

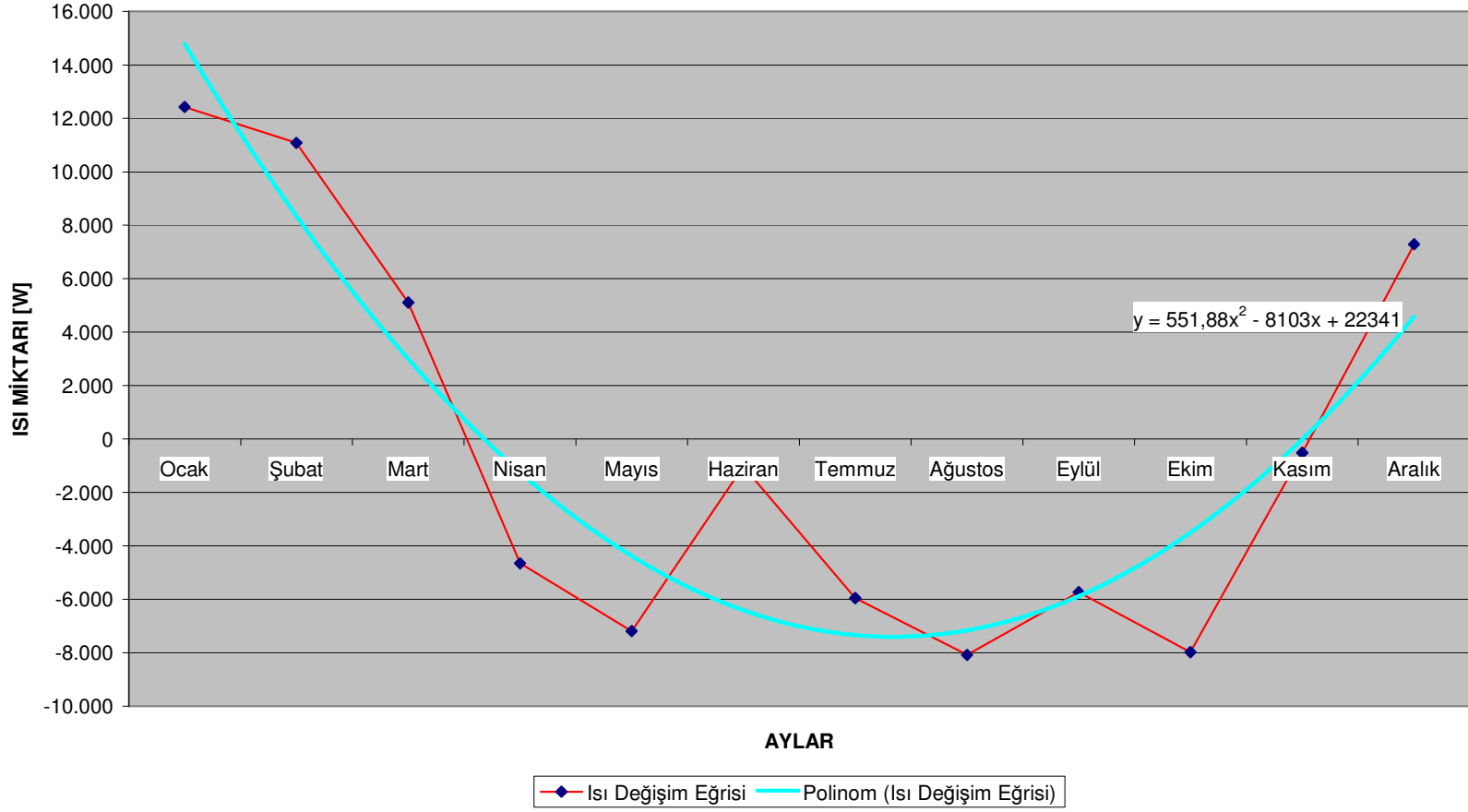
15 Ekim ile 15 Nisan tarihleri arasındaki ısıtma sezonunda, günde ortalama 8 saat çalışan bir ısı pompası ile göletimizden ne kadarlık ısı çektiğimizi görelim.

TABLO 6.5 Sezon boyunca göletten çekilen ısı değişimi



Tablo 6.5' de görüldüğü üzere günde 8 saatlik ısıtma ile ayların 15. gününde 98 metre evaporatörlü ısı pompasıyla göletten çekilen ısı miktarı görülmektedir.

## YIL İÇİNDE GÖLETTEN ÇEKİLEBİLECEK ISI MİKTARI



TABLO 6.6 Yıl içinde göletten çekilebilecek ısı miktarı

### 6.7 ISI ÇEKİMİDEN SONRA GÖLET SUYUNUN SICAKLIK DEĞİŞİMİ

Gölet suyundan çekilen ısı miktarı, devrede dolaşan suyun aldığı ısı miktarı kadardır. Yani ;  
gölet suyundaki ısı değişimi

$$Q_{\text{gölet}} = m_{\text{gölet}} \cdot C_p \cdot dT$$

$$= m_{\text{gölet}} \cdot C_p \cdot (T_{\text{ilk}} - T_{\text{son}})$$

Göletteki suyun kütlesi  $m_{\text{gölet}} = 44 \times 10^6 \text{ kg}$

Göletteki suyun ilk sıcaklığı  $T_{\text{ilk}} = 26,1 \text{ c}$

Göletteki suyun özısı  $C_p = 4,18 \text{ kJ/kgK}$

**A ) Kütleli debi  $m = 0,3114 \text{ kg/s}$  olduğunda ve  $Q_{\text{çekilen}} = 7.027 \text{ W}$  iken ;**

$$Q_{\text{gölet}} = m_{\text{gölet}} \cdot C_p \cdot dT$$

$$7.027 = 44 \times 10^6 \cdot 4,18 \cdot (20,6 - T_2)$$

$$dT = 3,8 \times 10^{-5} \text{ C}$$

$$T_2 = (20,6 - 0,000038) \text{ olarak bulunur.}$$

Gölet suyunun sıcaklığı  $dT = 3,8 \times 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C}$  kadar değişir. Bu da ihmal edilecek kadar küçük olduğundan göletin son sıcaklığı  $T_2$  nin değişmediği ( $\approx T_1$  olduğu) kabul edilebilir.

**B ) Kütleli debi  $m = 3,261 \text{ kg/s}$  olduğunda ve  $Q_{\text{çekilen}} = 28.617 \text{ W}$  iken ;**

Gölet suyundaki ısı değişimi

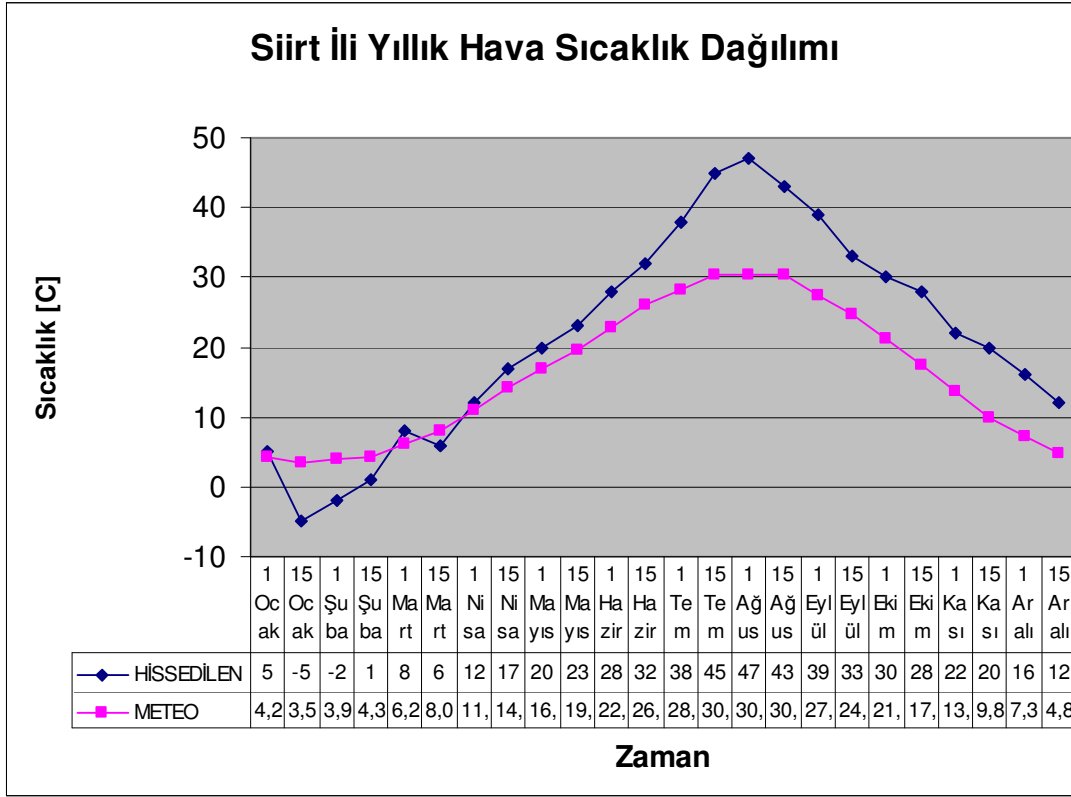
$$Q_{\text{gölet}} = m_{\text{gölet}} \cdot C_p \cdot dT$$

$$28.617 = 44 \times 10^6 \cdot 4,18 \cdot (20,6 - T_2)$$

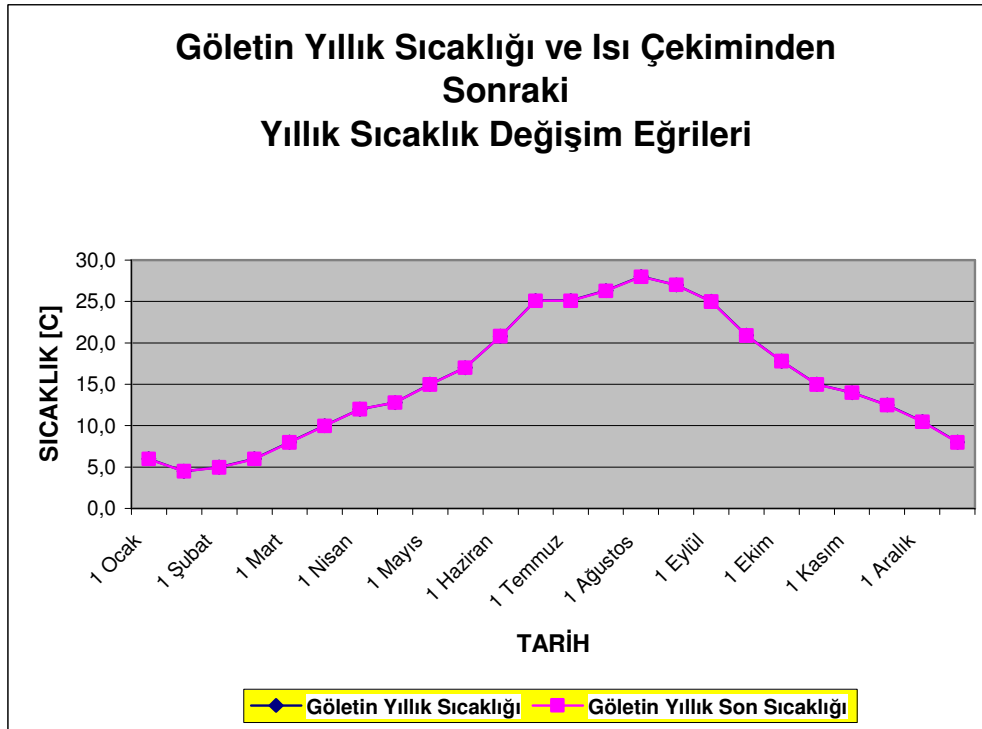
$$dT = 1,55 \times 10^{-4} \text{ kadar değişir.}$$

$$T_2 = (20,6 - 0,000155) \text{ olarak bulunur.}$$

TABLO 6.7 Siirt İli Yıllık Hava Sıcaklık Dağılımı

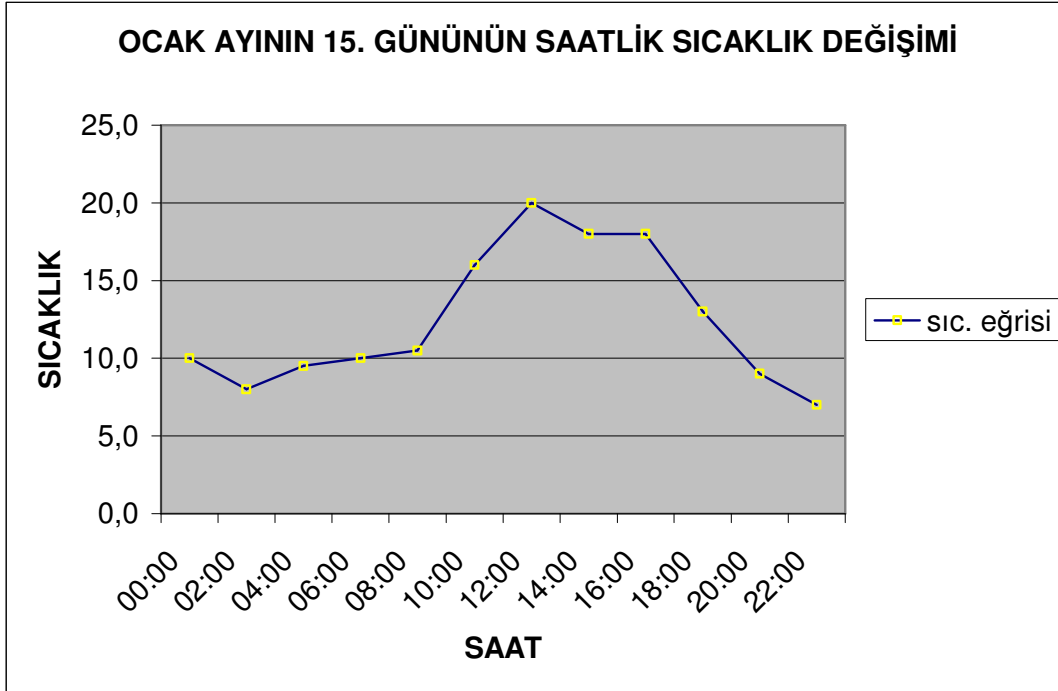


TABLO 6.8 Göletin yıllık sıcaklığı ve ısı çekiminden sonraki yıllık sıcaklık değişim eğrileri



Tablo 6.8 de görüldüğü üzere göletten su kaynaklı ısı pompası ile ısı çekiminden sonra gölet suyu sıcaklığındaki değişim yok denecek kadar azdır. Dolayısıyla bu tip ısı pompalarının kapasitelerinin büyük olmadığı durumlarda ekolojik olarak çevreye de zarar verilmemiş olur.

TABLO 6.9 Siirt ilinde Ocak ayının 15. gününün saatlik sıcaklık değişimi



### 6.8 $Q^*$ BOYUTSUZ ISI ORANI

Göletten çekilen ısıyı göletin toplam ısı potansiyeline bölersek, çekilen ısının göletin toplam ısı potansiyeline göre yüzdesini ve  $Q^*$  gibi boyutsuz bir sayı elde ederiz.

$$Q^* = \frac{Q_{\text{çekilen}}}{Q_{\text{toplam}}}$$

Tablo 6.6 da görülen günün ekstrem sıcaklıkları için örnekleme yapalım.

**Örnek 1 :** 15 Ocak tarihinde saat 02:00 da ;

$$Q_{\text{çekilen}} = 2.571,1 \text{ W}$$

$$Q_{\text{toplam}} = 19.950,7 \text{ W}$$



$$Q^* = \frac{Q_{\text{çekilen}}}{Q_{\text{toplam}}} = \frac{2.571,1}{19.950,7} = 0,129 = \% 12,9$$

Böylece ısı pompasının bu anda çalıştırılması durumunda göletin ısı potansiyelinin % 12,9' unun çekileceği görülür.

**Örnek 2 :** 15 Ocak tarihinde saat 14:00 da ;

$$Q_{\text{çekilen}} = 6.705 \text{ W}$$

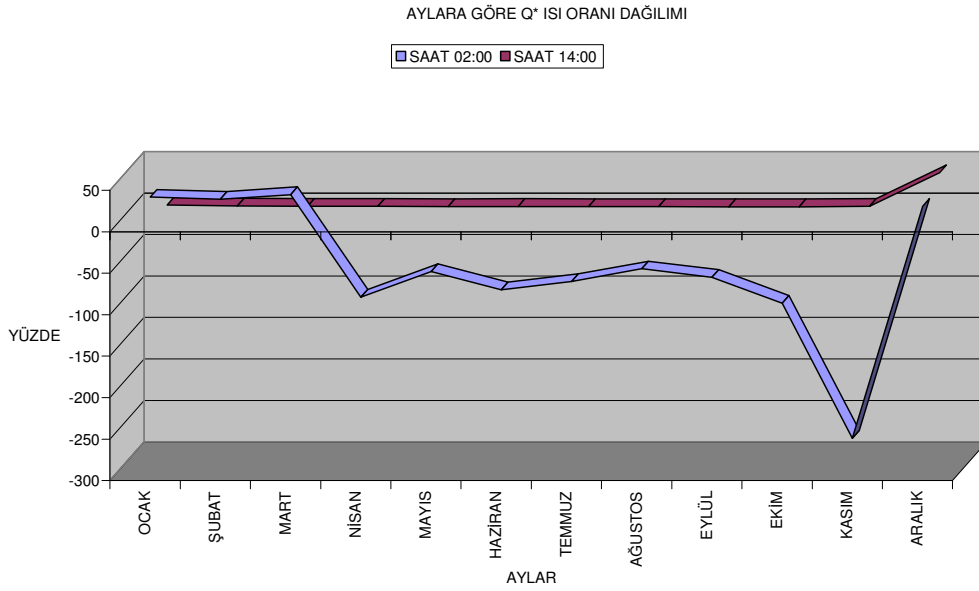
$$Q_{\text{toplam}} = 58.861.807 \text{ W}$$

$$Q^* = \frac{Q_{\text{çekilen}}}{Q_{\text{toplam}}} = \frac{6.705}{58.861.807} = 0,0001 = \% 0,01$$

Isı pompasının bu anda çalıştırılması durumunda da, göletin ısı potansiyelinin sadece % 0,01' lik bölümünün çekileceği görülür. Bu saatte çekilen ısı daha fazla olmasına rağmen boyutsuz sayının çok küçük çıkmasının nedeni, gündüz saatlerinde gölete güneşten radyasyonla gelen ısının çok büyük olması nedeniyle göletin ısı potansiyelinin pek etkilenmemesidir.

Tablo 6.10' da da görüleceği üzere gündüz saatlerindeki Q\*' ın sifıra yakın olduğu görülür.

TABLO 6.10 Aylara göre Q\* ısı oranı dağılımı



### 6.9 T\* BOYUTSUZ SICAKLIK ORANI

Göletteki toplam ısı değişiminden sonra bulunan son sıcaklığını ilk sıcaklığına bölersek sıcaklıktaki değişim hakkında bilgi edinmiş oluruz. Bu sonuçtan boyutsuz bir T\* sayısı elde edeceğiz ve buda zamana bağlı olarak gölet sıcaklık değişimini karakterize etmemize yardımcı olacaktır.

$$T^* = \frac{T_{son}}{T_{ilk}}$$

**Örnek 1 :** 15 Ocak tarihinde saat 02:00 da ;

$$T_{son} = 7,996 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{ilk} = 8,000 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T^* = \frac{T_{son}}{T_{ilk}} = \frac{7,996}{8,000} = 0,9994 = \% 99,94$$

Böylece ısı pompasının bu anda çalıştırılması durumunda göletin sıcaklığının % 0,06 kadar (0,004 °C) değişeceği görülür.

**Örnek 2 :** 15 Ocak tarihinde saat 14:00 da ;

$$T_{son} = 18,001 \text{ } ^\circ\text{C}$$

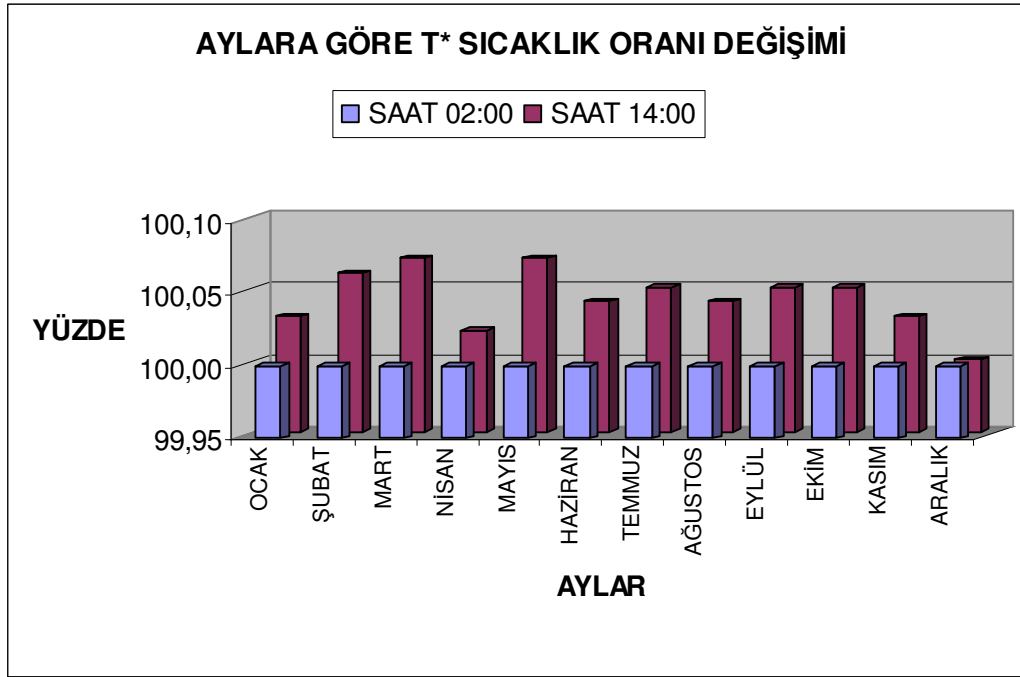
$$T_{ilk} = 18,000 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T^* = \frac{T_{son}}{T_{ilk}} = \frac{18,001}{18,000} = 1,00006 = \% 100,006$$

Bu durumda ısı pompası çalıştırılmasına rağmen gölete gelen ısı daha fazla olduğundan, gölet suyu sıcaklığının % 0,006 kadar (0,001 °C) arttığı görülür.

Tablo 6.11' de görüleceği üzere gece saatlerinde ısı çekiminden dolayı gölet suyundaki T\* sıcaklık değişimi % 100' ün altına inmektedir. Gündüz saatlerinde ise gölete gelen ısı, ısı pompamız ile çekilen ısıdan fazla olduğundan sıcaklığın düşmeyip yükseldiği görülür.

TABLO 6.11 Aylara göre T\* sıcaklık oranı değişimi



### 6.10 SU KAYNAKLI ISI POMPASININ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDEKİ BORU UZUNLUĞUNA GÖRE GÖLETEN ÇEKİLEN ISI DEĞİŞİMİ

Serpantin boyunca göletten çekilen ısı

$$Q_r = \frac{2 \pi L \lambda}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot (T_1 - T_2) \quad (IV) \quad \text{idi.}$$

Bu ısı miktarını en genel durumlar için bulmaya çalışırsak;

#### KABULLER :

25-32 çapında polietilen boru kullanalım.

Tesisat borusunun dış çapı  $\text{Ø}_{d_{dış}} = 32 \text{ mm}$   $r_{dış} = 16 \text{ mm}$

Tesisat borusunun iç çapı  $\text{Ø}_{d_{iç}} = 25 \text{ mm}$   $r_{iç} = 13 \text{ mm}$

Polietilen boru için  $\lambda$  ısı iletim katsayısı  $\lambda = 0,391 \text{ W/mK}$

Suyun altında kalan boru uzunluğu :  $L_{\text{boru}} = \text{değişken olsun}$

Siirt şartlarında 08 Haziran 2006 tarihindeki sıcaklık değerleri

$$T_{\text{gölet}} = 21 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad T_{\text{hava}} = 30,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$m = 0,3114 \text{ kg/s} \quad \text{debisinde} \quad T_{\text{su giriş}} = 30,5 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad T_{\text{su çıkış}} = 25,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

olarak ölçüldü.

Gölet suyundan çekilen ısı miktarı :

$$Q = \frac{2 \pi L \lambda}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot (T_1 - T_2)$$

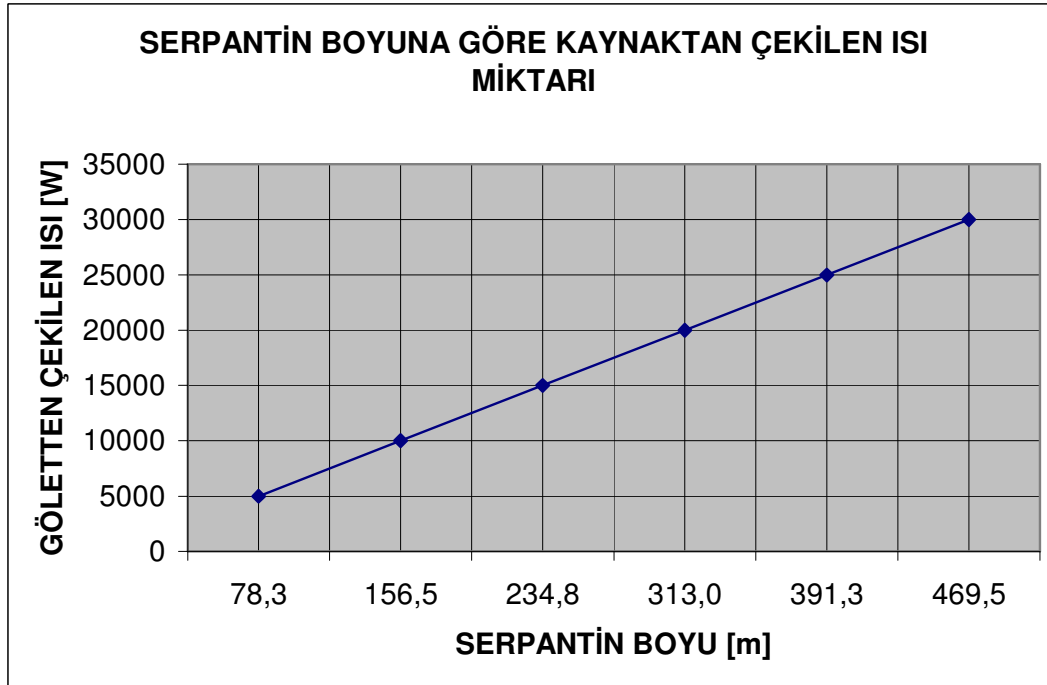
Birim boru boyuca transfer olan ısı miktarına q dersek,

$$Q = q \cdot L \quad q = Q / L$$

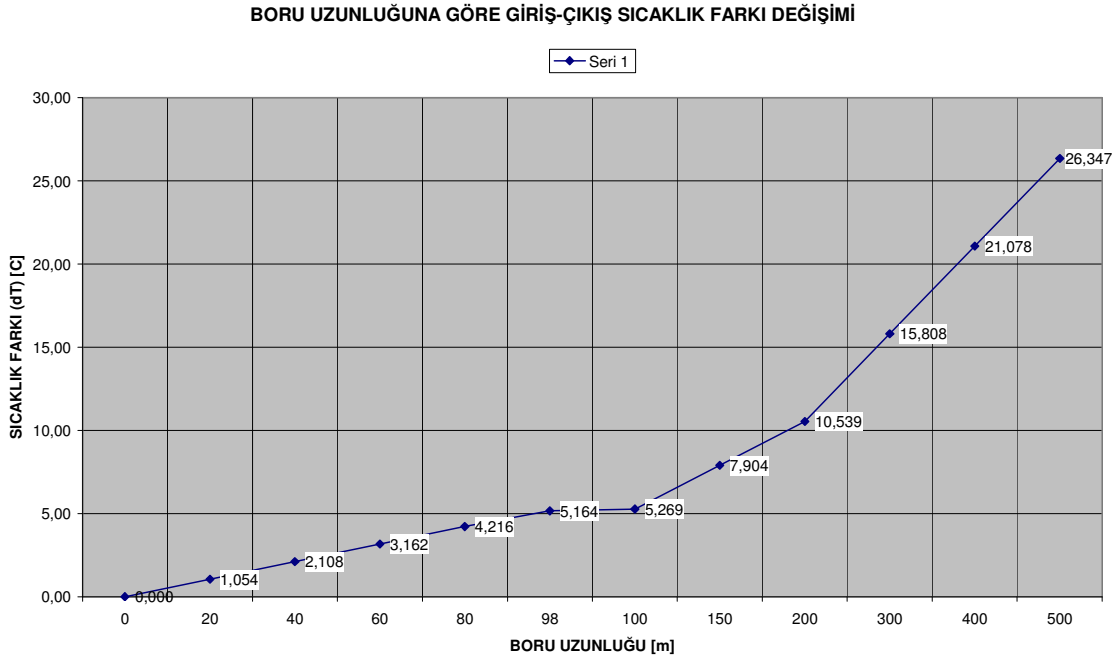
$$q = \frac{2 \pi \cdot 0,391}{\ln \frac{0,016}{0,013}} \cdot (30,5 \text{ }^{\circ}\text{C} - 25,1 \text{ }^{\circ}\text{C}) = -63,891 \text{ W/m}$$

Serpantin boru uzunluğuna göre çekilen ısı miktarını bir grafikte karakterize edecek olursak ;

TABLO 6.12 Serpantin boyuna göre kaynaktan çekilen ısı miktarı eğrisi



TABLO 6.13 Boru uzunluğuna göre ısıtıcı akışkan giriş-çıkış sıcaklık farkı değişimi



### **6.11 ISI POMPASININ EVAPORATÖR KISMINDA DİREKT GENLEŞMELİ SİSTEM KULLANILMASI**

Tüm ısı transfer hesaplarını direkt genişmeli sistem olarak düşündüğümüzde devrede kullanılan akışkan faz değiştireceğinden sıcaklığı sabit kalacaktır. Şimdi göletten çekebileceği ısı miktarını bulmaya çalışalım.

Serpantinde dolaşan akışkanın faz değiştireceğinden giriş ve çıkış sıcaklıkları sabit olacaktır. akışkan buharlaştığı miktar kadar göletten ısı çekecektir. Isıtıcı akışkanın su olması durumunda göletten çektiği ısıyı, faz değiştiren bir akışkanla çekecek olursak kullanılması gereken akışkan miktarı ne olur, bunu bulmaya çalışalım.

Akışkanın göletten aldığı ısıyı ;  $Q = m \cdot h_{fg}$

Boru devresinde ısıtıcı akışkan olarak su kullandığımız deneyde; devrede dolaşan suyun kütesel debisi  $m = 0,3114$  kg/s olarak ölçüm yaptığımızda, göletten çekilen ısı miktarı  $Q_{\text{çekilen}} = 7.027$  W olarak bulunmuştu.

Aynı verilerle devrede ısıtıcı akışkan olarak Freon R12 gazı kullanırsak, göletten çektiğimiz ısı miktarı ne olur, bunu bulmaya çalışalım.

Kabuller :

$$m_{R12} = 1.121 \text{ kg/h} = 0,3114 \text{ kg/s} \quad (\text{aynı kütsel debi})$$

$$T_{R12 \text{ giriş}} = -10 \text{ C} = 263 \text{ K} \quad T_{R12 \text{ çıkış}} = -10 \text{ C} = 263 \text{ K} \quad (\text{faz değiştirdiğinden } T=\text{sabit})$$

$$T_{\text{göl}} = 20 \text{ C} \quad (15 \text{ Ocak } 12:00)$$

Tablodan :

$$\text{Freon R12 gazı için } h_{fg} = 165 \text{ kJ/kg} = 39,5 \text{ kcal/kg}$$

İstenen :

$$Q_{\text{çekilen}} = ?$$

Çözüm :

$$Q = m \cdot h_{fg} = 1121 \text{ kg/h} \times 39,5 \text{ kcal/kg} = 44.280 \text{ kcal/h} = 51,49 \text{ kW}$$

$$\text{Mukayese :} \quad \text{Su} \quad \text{ile} \quad Q_{\text{çekilen}} = 7.027 \text{ W}$$

$$\text{Freon R12} \quad \text{ile} \quad Q_{\text{çekilen}} = 51.487 \text{ W}$$

51.487 W > 7.027 W olduğundan ısı çekimi açısından ısıtıcı akışkan olarak Freon R12 gazının direkt genleşmeli sistemde kullanılması bu şartlarda yaklaşık olarak 7,3 kat daha avantajlı olduğu görülmüştür.

## ***6.12 İKİ FARKLI SİSTEMİN PERFORMANS KATSAYILARININ BULUNMASI VE KARŞILAŞTIRILMASI***

### **6.12.1 Direkt Genleşmeli Sistem**

Kurmuş olduğumuz ve gölete daldırdığımız boruları bir ısı pompasının evaporatör kısmı olduğunu düşünürsek, bu direkt genleşmeli ısı pompası sistemiyle bir oda ısıtıldığında sistemin performans katsayısı ne olur?

Kabuller : Sistemde, - 10 °C de yoğuşan R12 gazının basıncı 3,7 bar' dan, 7 bar basınca sıkıştıran bir kompresör kullandığımızı kabul edersek ;

$$\text{oda (kondenser) entalpileri } h_{ilk} = 154 \text{ kcal/kg} \quad h_{son} = 103 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{Isıtıcı akışkan için } C_p = 0,921 \text{ kJ/kgK} , \quad h_{fg} = 165 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Akışkan debisi } m_{R12} = 1.121 \text{ kg/h} = 0,3114 \text{ kg/s} \quad (\text{aynı kütsel debi})$$

Göletteki serpantin (evaporatör) sıcaklıkları  $T_{ilk} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$   $T_{son} = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Çözüm :

$$\begin{aligned} \text{Kondenserin odaya verdiği ısı} \quad Q_k &= m \cdot (h_{ilk} - h_{son}) = 0,3114 \cdot (154-103) \text{ kcal/kg} \\ &= 15,9 \text{ kcal} = 66,5 \text{ kJ} \end{aligned}$$

$$\text{Evaporatörün gölden çektiği ısı} \quad Q_c = m \cdot h_{fg} = 0,3114 \cdot 165 \text{ kJ/kg} = 51,4 \text{ kJ}$$

$$\text{COP} = \frac{1}{1 - Q_c/Q_k} = \frac{1}{1 - 51,4/66,5} = \frac{1}{1 - 0,77} = 4,4$$

### 6.12.2 Isıtıcı Akışkanın Su Olduğu Sistem

Şimdi de ısı pompası sistemimizde dolaştırdığımızda, ısıtmak istediğimiz odayı aynı şartlarda ısıtırsak kullanmış olduğumuz ısı pompası sisteminin performans katsayısı ne olur?

Devrede dolaşan suyun kütleli debisi  $m = 0,3114 \text{ kg/s}$  olarak ölçüm yaptığımızda, göletten çekilen ısı miktarı  $Q_{çekilen} = 7.027 \text{ W}$  olarak bulunmuştu. Odaya yine aynı miktar

Isı verdiğimizde sistemin performans katsayısı :

$$\text{COP} = \frac{1}{1 - Q_c/Q_k} = \frac{1}{1 - 7,027/66,5} = \frac{1}{1 - 0,11} = 1,1$$

### 6.12.3 Karşılaştırma

Performans katsayılarından da anlaşılacağı gibi direkt genleşmeli sistemin verimi diğer sistemlere göre 4 kat daha yüksektir. Isıtma ve soğutma verimi açısından direkt genleşmeli sistemler çok daha faydalı olduğu görülmektedir. Ancak bu sistemin bazı dezavantajları da vardır, şöyle ki; evaporatörde bulunan akışkan daha yüksek basınçta çalışır, evaporatörün delinme ve sızdırma riski yüksek olup, ömrü de daha kısa olur. Yüksek basınç veya dış darbeler dolayısıyla suyun altında bulunan boruların onarımı oldukça güçtür. Ayrıca bu kullanılan gazların zehirleyici etkisi olduğundan göle yüzmeye giren insanlar ile gölde yaşayan canlıların zehirlenme tehlikesi vardır. Yani ekolojik olarak çevreyi olumsuz etkilediğinden çevreci değildir.

Su veya diğ er sıvı akışkanlar ile çalışan sistemlerin çalışma verimi düşüktür, ancak özel gazlara göre bulunması kolay ve ucuz olduğ undan ilk yatırım maliyeti düşüktür. Aynı ısıtma verimi istenmesi durumunda, daha geniş sistemler kurulmalı veya daha yüksek debide akışkan dolaştırmak gerektiğ inden ilk yatırım açısından daha büyük kapasiteli pompa ile işletme açısından da daha fazla pompalama masrafı gerektirmektedir.

### **6.13 SERPANTİN DEVRESİNDE DOLAŞAN ISITICI AKIŞKANIN BORU BOYUNCA SICAKLIK DAĞILIMI**

Bilinenler :

25-32 çapında polietilen boru kullanalım.

Tesisat borusunun dış çapı  $\text{Ø}_{\text{dış}} = 32 \text{ mm}$   $r_{\text{dış}} = 16 \text{ mm}$

Tesisat borusunun iç çapı  $\text{Ø}_{\text{iç}} = 25 \text{ mm}$   $r_{\text{iç}} = 13 \text{ mm}$

Polietilen boru için  $\lambda$  ısı iletim katsayısı  $\lambda = 0,391 \text{ W/mK}$

Suyun altında kalan boru uzunluğ u : L boru = değ işken olsun

Siirt şartlarında 15 Ocak 2006 tarihinde saat 12:00' daki sıcaklık değ erleri

$T_{\text{gölet}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$   $T_{\text{hava}} = 6 \text{ }^\circ\text{C}$

$m = 0,3114 \text{ kg/s}$  debisinde  $T_{\text{su}_{\text{giriş}}} = 30,5 \text{ }^\circ\text{C}$   $T_{\text{su}_{\text{çıkış}}} = 25,1 \text{ }^\circ\text{C}$

olarak ölçüldü.

Tablodan :

Su ortalama  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  (288 K) de devrede dolaştığı ndan suyun termofiziksel özellikleri ;

$$h_{\text{fg}} = 2466 \text{ kJ/kg} = 590 \text{ kcal/kg}$$

$$C_p = 4,186 \text{ kJ/kgK} \quad (288 \text{ K de})$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3 \quad (288 \text{ K de})$$

$$\lambda = 0,595 \text{ W/mK} = 511,7 \text{ kcal/mhC} \quad (288 \text{ K de})$$

$$Pr = 8,26 \quad (288 \text{ K de})$$

$$\nu = 0,56 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \quad (288 \text{ K de})$$



$$\lambda_{\text{boru}} = 0,391 \text{ W/mK} = 0,337 \text{ kcal/mhC}$$

$$q = Q / V_{\text{boru}}$$

$$q = \frac{K_d \cdot \pi \cdot D_d \cdot L \cdot dT}{\frac{\pi}{4} (D_d^2 - D_i^2) L} \qquad q = \frac{K_d \cdot D_d \cdot dT \cdot 4}{(D_d^2 - D_i^2)}$$

$$q = \frac{48,8 \text{ W/m}^2\text{K} \cdot 0,032 \cdot (20 - 6) \cdot 4}{(0,032^2 - 0,025^2)}$$

$$= 219.172 \text{ W/m}^3 = 188.490 \text{ kcal/hm}^3$$

Boru dış yüzeyinden boruya gelen ısı enerjisi, boru içinden geçen akışkana aktarılacağından 98 m uzunluğundaki borudan çıkan akışkanın çıkış sıcaklığını şöyle bulabiliriz :

$$q \cdot (\pi / 4) (D_d^2 - D_i^2) \cdot L = m \cdot C_p \cdot dT$$

Denklemden L boru uzunluğu yerine x değişkeni konularak, herhangi bir noktadaki dT sıcaklık farkı bulunur ve giriş sıcaklığına eklendiğinde o noktadan geçen akışkanın sıcaklığı bulunabilir.

$$q \cdot (\pi / 4) (D_d^2 - D_i^2) \cdot x = m \cdot C_p \cdot dT$$

$$219.172 \text{ W/m}^3 \cdot (\pi / 4) (0,032^2 - 0,025^2) \cdot 98 = 0,3114 \text{ kg/s} \cdot 4,186 \text{ kJ/kgK} \cdot dT$$

$$dT = 5,164$$

$$dT = T_g - T_ç$$

Devreye giren akışkan ortam havası sıcaklığına yakın olursa (şebeke suyu) ki bu da 15 Ocak da T hava = 6 °C dir, suyun çıkış sıcaklığı ;

$$T_ç = T_g - dT = 6 - 5,164$$

$$T_ç = 0,836 \text{ °C}$$

### 6.14 TEORİK HESAPLAMA İLE DENEYSEL UYGULAMA MUKAYESESİ

Gölete daldırılan sistemde, devrede dolaşan ısıtıcı akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları yukarıdaki hesaplamalarda teorik olarak  $dT = 5,164 \text{ }^\circ\text{C}$  olarak bulundu.

8 haziran 2006 tarihinde sistemde ısıtıcı akışkan olarak su dolaştırıldı ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmişti.

$$T_{\text{hava}} = 30,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Devredeki suyun } T_{\text{giriş}} = 30-30,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{ortalama} \quad T_{\text{giriş}} = 30,25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{çıkış}} = 25-25,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{ortalama} \quad T_{\text{çıkış}} = 25,05 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Ortalama } dT = 30,25 - 25,05 = 5,20 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{olarak bulundu.}$$

$$\text{Bu iki değer arasındaki fark} = dT_{\text{pratik}} - dT_{\text{teorik}} = 5,20 - 5,164 = 0,036 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{İki değer arasındaki hata oranı (\%)} = (\text{Fark} / \text{gerçek değer}) * 100$$

$$= (0,036 / 5,20) * 100 = \% 0,69$$

### 6.15 KAPASİTE HESABI

20.000 kcal/h ısı ihtiyacı olan kaç hane bir sezonda ısıtılabilir, veya ne kadar süreyle ısıtılabilir?

İsterseniz soruyu, göletin ısıl potansiyeli haricinde, kaybettiği ve kazandığı ısılarla 20.000 kcal/h kapasiteli kaç adet ısı pompasını besleyebilir, şekline dönüştürerek bunu bulmaya çalışalım. Bunun için ;

Gölet için termodinamiğin 1. kanununu uygularsak

$$dQ - dW = (m_{\text{ç}}.h_{\text{ç}} - m_{\text{g}}.h_{\text{g}}) + (m_2.U_2 - m_1.U_1)$$

Burada gölette herhangi bir iş yapılmadığından  $dW = 0$  olur.

Çıkan kütle de yoktur.  $M_{\text{ç}} = 0$  olur.

Giren kütle sadece, yağış olduğu zamanki yağış miktarıdır.  $M_{\text{g}} = m_{\text{yağış}}$

### 6.15.1 Göletin Sadece Kazandığı Isının Göletten Çekilmesi İle Çalıştırılabilir Isı Pompası Hesabı

Göletin sahip olduğu iç enerjiyi kullanmadan sadece kazandığı ısı miktarını ısıtma sistemine aktarırsak iç enerjisi değişmemiş olur. Bu durumda göletin iç enerjisindeki değişim sıfır olmuş olur.

$$m_2 \cdot U_2 - m_1 \cdot U_1 = 0$$

böylece denklem,  $dQ = -m_g \cdot h_g$  olmuş olur.

$$dQ + M_g \cdot h_g = Q_{\text{rad}} - Q_{\text{kond}} - Q_{\text{konv}} - Q_{\text{buh}} + M_g \cdot h_g = n \cdot 20000 \text{ kcal/h}$$

$n = 20000 \text{ kcal/h}$  kapasiteli ısı pompası adedidir.

15 Şubat tarihi saat 10:00' da geçerli olan değerleri kullanarak örnek çözüm yapalım. Bu tarihteki ısı değerleri Ek 1' deki cetvelde yer almaktadır. Bunlar;

$$Q_{\text{konv}} = 182.398 \text{ W} \quad Q_{\text{kond}} = 636.124 \text{ W} \quad Q_{\text{rad}} = 1.857.537 \text{ W}$$

$$M_{\text{yag}} \cdot h_{\text{yag}} = 21.987 \text{ W} \quad M_{\text{buh}} \cdot h_{\text{fg}} = 647.488 \text{ W}$$

$$dQ_{\text{göl}} = Q_{\text{rad}} + Q_{\text{kond}} + Q_{\text{konv}} + Q_{\text{yağ}} + Q_{\text{buh}}$$

$$= 1.857.537 \text{ W} - 636.124 \text{ W} - 182.398 \text{ W} - 21.987 \text{ W} - 647.488 \text{ W}$$

$$= 369.540 \text{ W olur.}$$

$$20.000 \text{ kcal/h} = 23.226 \text{ W}$$

$$\frac{\text{Göletin saatlik toplam ısı kazanımı}}{\text{Bir ısı pompasının saatlik sarfiyatı}} = \frac{369.540 \text{ W}}{23.226 \text{ W}} = 15,9 \approx 16 \text{ adet ısı pompası}$$

Böylece elimizdeki bu göletle, saatte 20.000 kcal/h ısı kaybı olan veya bu kapasitede bir ısı pompası kurulmuş olan 16 adet konutu veya 16 haneli bir köyü ısıtabiliriz.

### 6.15.2 Göletin Tüm Isıl Potansiyelinin Göletten Çekilmesi İle Çalıştırılabilecek Isı Pompası Sayısı

Göletin sahip olduğu iç enerjiyi de kullanarak tüm sahip olduğu ısı miktarını ısıtma sistemine aktardığımızda sisteme 20.000 kcal/h ( 23.226 W )lık kaç adet ısı pompası bağlayabiliriz, bunu bulmaya çalışalım.

Bu hesaplamada göletin mevcut sıcaklığını, göletin ekolojik dengesine fazla müdahale etmemek için, kışın gölet sıcaklığının en düşük değeri olan 6,6 °C' ye kadar düşürdüğümüzde göletten çekmiş olduğumuz ısı miktarını bulup bunu bir ısı pompası kapasitesine oranladığımızda ısı pompası adedini bulmuş oluruz.

Yine gölet için termodinamiğin 1. kanununu uygularsak ;

$$dQ - dW = (m_c \cdot h_c - m_g \cdot h_g) + (m_2 \cdot U_2 - m_1 \cdot U_1)$$

$$m_1 = m_2 = m_{\text{gölet}} \text{ olduğundan} \quad m_2 \cdot U_2 - m_1 \cdot U_1 = m_{\text{gölet}} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{olur.}$$

$$Q_{\text{rad}} - Q_{\text{kond}} - Q_{\text{konv}} - Q_{\text{buh}} + M_g \cdot h_g + m_{\text{gölet}} \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) = n \cdot 20000 \text{ kcal/h}$$

15 Şubat tarihi saat 10:00' da geçerli olan değerleri kullanarak örnek çözüm yapalım. Bu tarihteki ısı değerleri Ek 1' deki cetvelde yer almaktadır.

$$T_1 : \text{Göletin o tarihteki ilk sıcaklığı} = 15^\circ\text{C} = 288 \text{ K}$$

$$T_2 : \text{Göletin düşürüldüğü sıcaklık} = 6,6^\circ\text{C} = 279,6 \text{ K}$$

$$m_{\text{gölet}} \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) = 43.982.000 \text{ kg} \cdot 4,181 \text{ kJ/kgK} \cdot (288 \text{ K} - 279,6 \text{ K}) = 1.544.665.433 \text{ kJ}$$

Göleti bu sıcaklığa, ısıtma sezonu süresince 5 ayda günlük 10 saatlik işletme süresi ile çalışan ısı pompalarının kullanılarak düşürürsek çekilen ısı ;

$$\frac{1.544.665.433 \text{ kJ}}{5 \text{ ay} \cdot 30 \text{ gün} \cdot 10 \text{ h} \cdot 3600 \text{ s}} = 286,05 \text{ kW} = 286.049 \text{ W}$$

$$Q_{\text{rad}} + Q_{\text{kond}} + Q_{\text{konv}} + Q_{\text{yağ}} + Q_{\text{buh}} + m_{\text{gölet}} \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2)$$

$$1.857.537 \text{ W} - 636.124 \text{ W} - 182.398 \text{ W} - 21.987 \text{ W} - 647.488 \text{ W} + 286.049 \text{ W} = 655.589 \text{ W}$$

olur.

$$\frac{\text{Göletin saatlik toplam ısı kazanımı}}{\text{Bir ısı pompasının saatlik sarfiyatı}} = \frac{655.589 \text{ W}}{23.226 \text{ W}} = 28,2 \approx 28 \text{ adet ısı pompası}$$

Böylece elimizdeki bu göletle, saatte 20.000 kcal/h ısı kaybı olan veya bu kapasitede bir ısı pompası kurulmuş olan 28 adet konutu veya 28 haneli bir köyü ısıtabiliriz.

98 metre uzunluğunda boru içeren bir serpantine sahip ısı pompası ile 18.223 W ısı çekebildiğimizden, 23.226 W (20.000 kcal/h) lık ısı çekimi için bu durumda 124,9 metre uzunluğunda bir serpantin sisteminin gölete daldırılması gerekmektedir.

## 7. SONUÇ

Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü' nün Siirt iline ait son 15 yıllık hava, su sıcaklığı, nem oranı, yağış miktarı, rüzgar hızı, güneşlenme müddeti ve cetvel de gösterilen diğer verileri ile ölçüm değerlerimizi mukayese ettiğimizde  $\pm 2^\circ$  lik bir farklılık göze çarpmakta bu farkın da ölçüm yaptığımız 2006 yılı ile son 15 yıla ait ortalama değerler farklılığından kaynaklandığı, bunun da normal değerler sınırında olduğu söylenebilir.

Yapılan bu incelemeler neticesinde su kaynaklı ısı pompalarının ilk yatırım ve işleme maliyetleri açısından uygun olduğu, ısı kaynağı olarak kullanılabilir yerlerin fazla olduğu ülkemizde bu alanda daha çok uygulamaların yapılması gerektiği anlaşılmıştır.

Siirt ilinde ise yaptığımız uygulamada güneşlenme sürelerinin fazla olması nedeniyle Güneydoğu Anadolu Bölgesi' nde su kaynaklı ısı pompalarının kullanımının çok avantajlı olduğu görülebilir.

Uygulama yaptığımız gölet ile, bir kış sezonu boyunca günde 10 saatlik işletme ile 23.226 W lık enerji tüketen 16 adet evin toplam ısı ihtiyacı karşılanabilmektedir. Bunu sadece göletin ısı kazanımlarının ısı pompalarına aktarılması ile elde ettiğimizden, gölet suyu sıcaklığında herhangi bir değişim meydana gelmemiş olur. Bu durumda çok fazla ısı pompasının kullanılması mümkün olmamasına karşın, ekolojik olarak gölete ve içinde yaşayan canlılara bir zarar gelmeden su kaynağından yıllık ısınma ihtiyacımızı elde etme avantajına sahip olmuş oluruz.

Gölet suyu sıcaklığını  $2^\circ\text{C}$  veya  $3^\circ\text{C}$ ' ye değil de, göletin kış mevsiminde düştüğü en düşük sıcaklık olan  $6,6^\circ\text{C}$ ' ye düşürülmesi ve göletin diğer ısı kazanımlarının kullanılması ile yapılan projelendirmede 28 adet konutun kış sezonu boyunca günde 10 saatlik işletme ile ısıtılması sağlanmış olur. Bu şekildeki projelendirmede daha fazla sayıda ısı pompası beslenebilir. Ancak, gölet suyu sıcaklığı düşürüldüğünden göletin ekolojik olarak etkilenmesi durumu ile karşılaşılır. Ayrıca ; yaz aylarında göletin tekrar ısınacağı görülür, fakat gölet suyunun yıllık ortalama sıcaklığının seneler geçtikçe düşeceği anlaşılmaktadır. Bu durum, ısı kaynağı olarak su kaynaklarının uzun vadede tıkanma noktasına gelerek ihtiyaçlara cevap veremez hale gelmesine neden olacaktır. Böylece ya su kaynaklı ısıtma projesi iptal edilecektir veyahut, ısı kaynağının eski ısı dengesi durumuna kavuşuncaya kadar proje askıya alınacaktır.

Her şeye rağmen su kaynaklı ısı pompalarının ısıtma ve soğutma uygulamalarında

kullanılması çok uygun ve yatırımının yapılmasına değer bir yöntemdir. Su kaynaklı ısı pompalarının toprak kaynaklı ısı pompalarına göre ilk yatırım maliyetlerinin, uzun süreli ve yüksek maliyetli kazı çalışmaları gerektirmediğinden, uygulaması daha ivedi ve ekonomiktir.

Su kaynaklı ısı pompalarında ısıtıcı akışkan olarak su yerine faz değiştiren bir akışkanın kullanılması durumunda ; performans katsayılarından da anlaşılacağı gibi direkt genleşmeli sistemin verimi diğer sistemlere göre 4 kat daha yüksektir. Isıtma ve soğutma verimi açısından direkt genleşmeli sistemler çok daha faydalı olduğu görülmektedir. Ancak bu sistemin bazı dezavantajları da vardır, şöyle ki; evaporatörde bulunan akışkan daha yüksek basınçta çalışır, evaporatörün delinme ve sızdırma riski yüksek olup, ömrü de daha kısa olur. Yüksek basınç veya dış darbeler dolayısıyla suyun altında bulunan boruların onarımı oldukça güçtür. Ayrıca burada kullanılan gazların zehirleyici etkisi olduğundan, göle yüzmeye giren insanlar ile gölde yaşayan canlıların zehirlenme tehlikesi vardır. Yani ekolojik olarak çevreyi olumsuz etkilediğinden çevreci değildir.

Su veya diğer sıvı akışkanlar ile çalışan sistemlerin çalışma verimi düşüktür, ancak özel gazlara göre bulunması kolay ve ucuz olduğundan ilk yatırım maliyeti düşüktür. Aynı ısıtma verimi istenmesi durumunda, daha geniş sistemler kurulmalı veya daha yüksek debide akışkan dolaştırmak gerektiğinden ilk yatırım açısından daha büyük kapasiteli pompa ile işletme açısından da daha fazla pompalama masrafı gerektirmektedir.

Uygulamada yapılan hesaplamalar ve bunun için yapılan ölçüm değerleri ve gerekli olan datalar Ek 1' deki cetvellerde aylara göre dağılımı gösterilmektedir. Bu çalışma ile Türkiye'nin diğer bölgeleri için gerekli dataların elde edilmesi durumunda, başka bölgelerde benzer uygulamaların nasıl yapılacağı ve ısı pompası verimlerinin yılın hangi dönemlerinde yüksek olduğu rahatlıkla bulunabilir. Projemizin benzer çalışmalara iyi kılavuz bir teşkil ettiğini de söyleyebiliriz.

**KAYNAKLAR**

1. Frank P. Incropera, David P. ve DeWitt, Isı Ve Kütle Geçişinin Temelleri, Dördüncü Basımdan Çeviri, 2000
2. Ingersoll – G.Britain 1955, Theory Of Earth Heat Exchanger For The Heat Pump
3. Halıcı, F., Gündüz, M., Örneklerle Isı Geçişi, Sakarya Üni., Müh. Fak., Mak. Böl., Adapazarı, 1998
4. Bilgili, A., Zemin Döngü Sistemlerinin Boyutlandırılması, Soğutmaların ve Isı Pompalarının Optimizasyonu Bitirme Tezi, İstanbul, 2000
5. Prof.Dr. Kakaç, S., Isı Transferi
6. Özışık, N., Heat Conduction, , Second Edition, Dept. of Mechanical Engineering And Aerospace Engineering, North Carolina State Uni., Raleigh, North Carolina, 1993
7. Yrd.Doç.Dr. İnallı, M., Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Tasarım ve Uygulama Biçimleri, Fırat Üni. Müh. Fak. Mak.Böl.
8. D.A.Ball, R.D.Fischer, D.L.Hodgett, Design Methods Of Ground Source Heat Pumps, Ph.D. ASHRAE Transactions, 1983, 89:416-440.
9. “GAP 2. Mühendislik Kongresi Bildiriler Kitabı” Harran Üni. Müh. Fak., Mayıs 1998, Şanlıurfa
10. Mei, V.C., Heat Transfer Of Buried Pipe For Heat Pump Application, Energy Division Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tennessee
11. Braven, K.Den, Nielson, E., Performance Prediction Of A Sub-Slab Heat Exchanger For Geothermal Heat Pump, Mechanical Eng. Uni. of Idaho, Moscow
12. Gu,Y., O’Neal, D.L., An Analitical Solution To Transient Heat Conduction In A Composite Region With A Cylindrical Heat Source, Energy Systems Laboratory, Dept. Of Mech. Eng., Texas A&M Uni Collage Station, Texas
13. D.Chiasson, A., D.Spitler, J., Rees, S. J., A Model Of Simulating The Performance Of A Pavement Heating System As A Supplemental Heat Rejector With Closed-Loop Ground Source Heat Pump Systems, School Of Mech. Eng. And Aerospace Eng. Oklahoma State Uni.
14. Healy, P.F. And Ugursal, V.L., Performance And Economic Feasibility Of Ground Source Heat Pumps In Cold Climate, All Energy Eng. Ltd., Canada
15. Yrd.Doç.Dr.Koyun, A., Mak.Yük.Müh.Diz, T., Toprak Sıcaklığının Zamana ve Derinliğe Bağlı Değişiminin Hesaplanması, YTU Mak. Fak. Termodinamik ve Isı Tekniği ABD. 80750 Yıldız, İst.
16. Yrd.Doç.Dr.Koyun, A., Mak.Yük.Müh.Diz, T., “Toprak Isı Değiştiricilerindeki Isı Geçişi İçin Analitik Model”, YTU Mak. Fak. Termodinamik ve Isı Tekniği ABD. 80750 Yıldız, İst.
17. Yrd.Doç.Dr.Koyun, A., Mak.Yük.Müh.Diz, T., “Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Tasarım Değişkenlerinin Optimizasyonu”, YTU Mak. Fak. Termodinamik ve Isı



Tekniği ABD. 80750 Yıldız, İst.

18. Heat Conduction And Mass Diffusion Benjamin Gebhart Uni. Of Pennsylvania
19. Schneider, P.J., Kondüksiyon Isı Transferi Minnesota Uni. Mak. Müh. Böl., Çeviren Doç.Yük.Müh. M.Ali Yılmaz, 1974
20. Yeşil Çizgi Ekolojik Isı Sistemleri , Yeşil Çizgi Isı Teknikleri Mak.San.Tic.Ltd.Şti. Tanıtım Dokümanı
21. Sauer J.H ve Howell R.H. 1978, Heat pump systems, John Wiley And Sons
22. Mc Mullan, J.T ve Morgan R., Heat pumps page bros, 1981
23. Ingersoll, L.R. ve Plass, H.J. , 1948, Theory of ground pipe heat source for the heat pump, heating, puping and air conditioning (Tem)
24. Ingersoll, L.R. , 1954, Theory of earth heat exchangers Wisconsin Üni. Yayını
25. Ingersoll, L.R. , 1954, Theory of earth heat exchangers for the heat pump , heating, puping and air conditioning (may)
26. Penrod, E.B. 1954, Sizing earth heat pumps american society oy refrigerating engineers (Nis)
27. Baker, G., 1983, Report on installation of earth coupled heat pump demonstration luisiana cooperative extension service
28. Kavanaugh, S.P. , 1984, Simulation and experimental verification of vertical ground coupled heat pump systems doktora tezi, Oklahoma eyalet üni.
29. Bose, J.E. , 1982, Earth coil/heat pump research at Oklahoma uni., 6. ısı pompası teknoloji konferansı Oklahoma eyalet üni., tulsa
30. Bose, J. E. ve Parker, J.D., 1983. Ground coupled heat pump research. ASHRAE transactions, v.89
31. Bose, J. E., 1981. Design and testing of solar assisted earth coils. DOE bildirisi (Ock)
32. Bose, J. E., 1979. Experimental results of a low cost solar assisted heat pump system using earth coil and geothermal well storage
33. Bose, J. E., 19809. Earth coupled and solar assisted heat pump systems. 5. ısı pompası teknoloji konferansı Oklahoma eyalet universitesi
34. AET Komisyonu, 1980. Feasibility study on a combined summer cooling and winter heating system, based on a combination of solar energy and ground heat pumps EUR 6701 EN
35. Kalman, M.D., 1980. Earth heat exchangers for ground source heat pumps. Master tezi, Georgia teknoloji enstitüsü, (Mar.)
36. Metz, P.D.,1983. Ground coupled heat pump systems experimental results ASHRAE transactions, V 89
37. Metz, P.D.,1980. Development of a validated model of ground coupling. Uluslar arası güneş enerjisi birliği yıllık toplantısı bildiri yayını

38. Parker, J.D. Ve White, J., 1982. Comparisons of an air source heat pump system. 6. ısı pompası yeknoloji konferansı Oklahoma eyalet üni., tulsa
39. Taner, K., 1986. Heat recovery from the soil by using heat pumps. Isı pompası, 1. türk-alman ortak sempozyumu (Ock.)
40. Kılış, B., 1981. Kent dışı konutlarda ısı pompası kullanımında toprak ısısından yararlanma yöntemleri. Isı bilim dergisi, cilt 4, sayı 1, (May.)
41. Oskay, R. Ve Babür, N., 1986. Toprak kaynaklı ısı pompası tasarımı ve yapımı. Isı bilimi ve tekniği 6. ulusal kongresi bildiri kitabı.
42. Applied Heat Systems, 1984. ASHRAE systems handbook
43. Bose, J.E., Parker, J.D. Ve Mc.Quiston, F.C., 1985. Design-data manual for closed-loop ground-coupled heat pump systems, ASHRAE inc., Atlanta, usa
44. "The heat pump, heat sources and sinks", 1950. heating, piping and air conditioning (Kas.)
45. Katalog, Bartl Gmbh, 1987. 7900 Ulm, Soflingen, Almanya
46. Chen, C., Sun, F., Feng, L., Liu, M., "Underground water-source loop heat-pump air-conditioning system applied in a residential building in Beijing", Department of Building Environment and Facility Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100022, PR China, Available online 26 February 2005
47. Rane, M.V., Tandale, M. S., "Water-to-water heat transfer in tube-tube heat exchanger: Experimental and analytical study" Mechanical Engineering Department, Heat Pump Laboratory, Indian Institute of Technology Bombay, Powai, Mumbai 400 076, India, Received 28 July 2004; accepted 5 January 2005
48. Luo, Q., Tang, G., a), Liu, Z., b), Wang, J., "A novel water heater integrating thermoelectric heat pump with separating thermosiphon" a) College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China b) School of Energy and Power Engineering, Central South University, Changsha 410083, China Received 14 July 2004; accepted 10 January 2005
49. Liana, Z., a), Park, S.-R., b), Huang W., c), Baikb, Y.-J., "Ye Yaoa Conception of combination of gas-engine-driven heat pump and water-loop heat pump system" a) Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200030, China b) Department of Energy Efficiency, Korea Institute of Energy Research, Taejeon 305-343, South Korea c) Shanxi Building Design and Research Institute, Shanxi 710001, China Received 6 October 2003; received in revised form 31 December 2004; accepted 28 February 2005
50. Wang, W., Maa, Z., Jianga, Y., Yanga, Y., Xub, S., Yangb, Z. "Field test investigation of a double-stage coupled heat pumps heating system for cold regions" a) Harbin Institute of Technology, Harbin, China b) Beijing Ever Source Science and Technology Development Co., Ltd, Beijing, China Available online 5 March 2005
51. Kato, Y., Sasaki, Y., Yoshizawa, Y., "Magnesium oxide/water chemical heat pump to enhance energy utilization of a cogeneration system", Research Laboratory for Nuclear Reactors, Tokyo Institute of Technology, O-okayama, Meguro-ku, Tokyo 152-8550, Japan

52. "Heat sources — technology, economy and environment", Thore Berntsson Department of Heat and Power Technology, Chalmers University of Technology, SE-4 1296 Gothenburg, Sweden Received 26 November 1999; received in revised form 19 May 2000; accepted 24 May 2000
53. Slesarenko, V.V., "Heat pumps as a source of heat energy for desalination of seawater", Far-Eastern Technical University, I0 Pushkinskaya St., 690001 Hadivostok, Russia Received 31 January 2001; accepted 14 February 2001
54. "Optimization of solar district heating systems: seasonal storage, heat pumps, and cogeneration"
55. Lindenberger, D., Bruckner, T., b, Groscurth, H.-M. c, Kummel, R. a) Institut fu'r Theoretische Physik der Universita't Wu'rzburg, Am Hubland, D-97074 Wurzburg, Germany b) Potsdam Institute for Climate Impact Research (PIK), Telegrafenberg, D-14412 Potsdam, Germany c) Hamburgische Electricita'ts-Werke AG (HEW), U'berseering 12, D-22297 Hamburg, Germany Received 28 May 1999
56. Forrest, Andrew R., "Water source heat pump for modular classrooms" (AIR-4.8.7.5 Support Equipment, Fleet Support Team, Naval Aviation Depot); Leach, James W. Source: Energy Engineering: Journal of the Association of Energy Engineering, v 102, n 2, 2005, p 18-38 Publisher: Fairmont Press Inc.
57. Xu, Yudang; Lei, Fei; Ruan, Xiongbing, "Thermodynamic analysis and economic assessment of the water-source heat pump system", Huazhong Univ. of Sci. and Technol., Wuhan 430074, Hubei, China, Proceedings of the International Conference on Energy Conversion and Application (ICECA'2001), Proc. Intern. Conf. on Energy Conver. Appl. (ICECA'2001), 2001, p 1014-1017
58. Xu, Yudang, "Thermodynamic analysis and economic assessment of the water-source heat pump system" (Huazhong Univ. of Sci. and Technol.); Lei, Fei; Ruan, Xiongbing Source: Proceedings of the International Conference on Energy Conversion and Application, 2001, p 1014-1017
59. Boyce, P.R., "The application of noise criteria to domestic air-to-water heat pumps", The Electricity Council Research Centre, Capenhurst, Nr Chester CH1 6ES, Great Britain Received 10 November 1982. Available online 24 February 2003.
60. Elshamarka, S., "Absorption heat pump for a potable water supply in a solar house", Military Technical College, Kobry Elkoba, Cairo, Egypt, Available online 8 August 2003.
61. Liang, H. and Kuehn, T.H., "Irreversibility analysis of a water-to-water mechanical-compression heat pump", Department of Mechanical Engineering, University of Minnesota, Minneapolis, Minnesota 55455, USA, Received 15 August 1990. Available online 11 August 2003.
62. Akau, R. L. and Schoenhals, R. J., "The second law efficiency of a heat pump system", School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, IN 47906, U.S.A. Available online 11 August 2003.
63. ScienceDirect - Heat Recovery Systems and CHP : The dynamics of a solid-adsorption heat pump connected with outside heat sources of finite capacity, Heat Recovery Systems and CHP, Volume 7, Issue 3 , 1987, Pages 285-299

64. Lorentzen, G., "The principles of thermodynamic heating, Priciples du chauffage thermodynamique", The author is from the Norges Tekniske Högskole, Institut for Kjöleteknikk, N7034, Trondheim, Norway, Available online 27 February 2003.
65. Lindström, H.O., "Experiences with a 3.3 MW heat pump using sewage water as heat source", Swedish State Power Board, Alvkarleby Laboratory, S-81071, Alvkarleby, Sweden Available online 4 March 2003.
66. Freeman, T.L., Mitchell, J.W. and Audit, T.E., "Performance of combined solar-heat pump systems", Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison Madison, WI 53706, U.S.A. Received 26 June 1978; accepted 3 October 1978. ; Available online 7 August 2003.

**EKLER**

- Ek 1 Gölet dataları, yapılan ölçüm değerleri ve hesaplama çizelgeleri
- Ek 2 Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin 1991 – 2003 arasındaki yıllara ait *aylık sıcaklık, yağış, nem, rüzgar hızı, güneşli gün sayısı ve basınç değerleri*
- Ek 3 Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin 2005 yılına ait *buharlaşma kartı*
- Ek 4 Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin *güneş ışınları şiddetinin saatlik ortalama değerleri*
- Ek 5 Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin *güneşlenme müddetinin saatlik kıymetleri tablosu*
- Ek 6 Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin *toprak sıcaklıkları tablosu*
- Ek 7 Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin *saatlik rüzgar cetveli*
- Ek 8 Meteoroloji Siirt İl Müdürlüğü verilerine göre Siirt ilinin *yer rasatları*

Ölçüm ve hesaplamaların yapıldığı ayın en karakteristik özelliklerinin görüldüğü 15. gün

Ek 1

SIRA	ELDE EDİLEH DATALAR	KAYNAK	NASIL ELDE EDİLDİĞİ
1	Havanın K. T. Sic. [C]	Meteoroloji Sirt II Müdürlüğü verileri ve yapılan deneysel ölçüm değerleri	
2	Havanın Y. T. Sic. [C]	Meteoroloji Sirt II Müdürlüğü verileri ve yapılan deneysel ölçüm değerleri	
3	Nem Oranı %	Meteoroloji Sirt II Müdürlüğü verileri ve yapılan deneysel ölçüm değerleri	
4	Gün Uzunluğu (Saat)	Meteoroloji Sirt II Müdürlüğü verileri ve yapılan deneysel ölçüm değerleri	
5	Güneşlenme Müddeti (Saat)	Meteoroloji Sirt II Müdürlüğü verileri ve yapılan deneysel ölçüm değerleri	
6	Güneş Radyasyonu [kWh/m <sup>2</sup> h]	Meteoroloji Sirt II Müdürlüğü verileri	
7	Güneş Radyasyonu [W/m <sup>2</sup> ]	Meteoroloji Sirt II Müdürlüğü verileri	Birim dönüşümü
8	Günlük Yağmur Miktarı [kg/m <sup>2</sup> ]	Meteoroloji Sirt II Müdürlüğü verileri	
9	Rüzgar hızı [m/s]	Meteoroloji Sirt II Müdürlüğü verileri	
10	Gölet Yüzey Alanı [m <sup>2</sup> ]	Yaklaşık ölçüm değeri	Geometrik hesaplama
11	Gölet Hacmi [m <sup>3</sup> ]	Yaklaşık ölçüm değeri	Geometrik hesaplama
12	Göletin Boru Miktarı [m]	Deneysel ölçüm değeri	Geometrik hesaplama
13	Günlük Buharlaşma Miktarı [L/s m <sup>2</sup> ]	Meteoroloji Sirt II Müdürlüğü verileri	Meteoroloji Sirt II Müdürlüğü'nün 112,5 cm çapında ve 120 il su dolu kapta yapılan günlük ölçüm değerleri
14	Göletten Sıfırta Buharlaşan Su Miktarı [kwh]	Günlük buharlaşma miktarı	Deney kabı ile gölet yüzey alanlarının oransal katsayısı
15	Buharlaşma ile Gölelenen Çıkan Isı [W]	Buharlaşan su kütlesi	Buharlaşma gelli isisi
16	Yağış ile İliş. Değ. [W]	Gölete gelen günlük yağış miktarı	Havanın YT sıcaklığında gölete gelen yağmur ile gölet suyu arasında meydana gelen ısı transferi
17	Konveksiyonla İliş. Değışimi [W]	Laminar ve türbülanslı akım bölgelerinde transfer olan ısı toplamı	Havanın K.T sıcaklığında gölete temas eden hava ile gölet suyu arasında meydana gelen ısı transferi
18	Sıcın Derinliğeki Toprak Sıcaklığı [C]		Meteoroloji Sirt II Müdürlüğü verileri
19	Toprak Kondüksiyonu ile İliş. Değ. [W]	Gölet ile çanagi arasındaki ısı transferi	Toprak sıcaklığında gölete temas eden toprak ile gölet suyu arasında meydana gelen ısı transferi
20	Güneş Radyasyonu ile İliş. Değışimi [W]	Birim yüzeye gelen radyasyon ısı değeri	Göletin toplam yüzeyine gelen Güneş radyasyonu ısısı
21	İliş. Pom. ile Gölelenen Çekilen Isı [W]	Deneysel ısı pompası evaporatöründe ortam sıcaklığında su dolaydırılması	Deneysel ısı pompası ile göletten çekilen ısı
22	Merkezi başına GÖL Çekilen Isı (q) [W/m]	Serpantinin 1 metresinden transfer olan ısı	Deneysel ısı pompası ile göletten çekilen ısının boru uzunluğuna oranı
23	Kölete ile Gelen Isı	Gölete gelen su kütlesi	Gölete gelen suyun sahip olduğu ısı
24	Kölete ile Giden Isı	Göletten çıkan su kütlesi	Göletten çıkan suyun sahip olduğu ısı
25	Göletin Toplam Isı Potansiyel Değ. [W]	Cevre etkisi ile göletteki ısı değışimi	Göletteki toplam ısı değışimi (Termo L)
26	İliş. Pot. Değışimi ile Çalışabilen LP Adedi	Gölette meydana gelen toplam ısı değışimi	Göletin sadece kazandığı ısılarla çalıştırılabilecek olan ısı 20.000 kcal/h'lık ısı pompası adedi
27	LP ile Göletin Isı Potansiyel Değ. [W]	Deneysel ısı pompasının çalıştırılması etkisi	İliş. pompasının çalıştırılması ile göletteki son ısı değışimi (Termo L)
28	Gölelenen Çekilebilecek Isı Miktarı [W]	Kıyı mevzisi boyunca göletin en büyük sıcaklık değeri 8,8 C	Gölet sıcaklığının, kıyı mevzisi boyunca en büyük sıcaklık olan 8,8 C'ye düşürülmesi ile elde edilen ısı
29	Çekilecek Max Isı ile Çalışabilen LP Adedi	Göletin, 8,8 C'ye düşürülmesi ile elde edilen ısı	Elde edilen bu ısı ile çalıştırılabilecek olan ısı 20.000 kcal/h'lık ısı pompası adedi
30	Göletin İliş. Sic. [C]	Deneysel ölçüm değerleri	LP çalışmadan önceki göletin ölçülen sıcaklığı
31	Göletin Son sic. [C]	Deneysel ölçüm değerleri	İliş. pompasının çalıştırılması ile gölet suyunun son sıcaklığı (Termo L)
32	Q* İliş. Oranı %	Deneysel ısı pompası ile göletten çekilen ısı	Deneysel ısı pompası ile göletten çekilen ısının göletin toplam ısı potansiyeline oranı (Boşaltıcı sayı)
33	T* Sıcaklık Oranı %	Deneysel ısı pompası etkisi ile gölet suyu sıcaklık değışimi	İliş. pompasının çalışmasından sonra gölet suyunun son sıcaklığının ilk sıcaklığına oranı (Boşaltıcı sayı)

DİĞAK sayın 18. pünö ile birliyle

Ek 1

GRİD	Gözetim İçin Kullanılan	00:00	02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	Totaller
1	Havanın K.Y. Sıc. [C]	2,5	2,5	2,1	2,0	2,0	4,5	8,0	4,5	0,0	1,0	0,0	1,0	
2	Havanın Y.T.Sıc. [C]	4,2	4,5	4,8	4,1	1,5	0,0	1,4	0,4	0,0	1,2	1,5	2,8	
3	Hava Sıcaklığı [C]	57	55	54	55	53	45	45	45	55	55	54	55	
4	Gözetim İçin Kullanılan	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	
5	Gözetim İçin Kullanılan	0,0	0,0	0,0	0,0	0,4	0,6	0,5	0,5	0,5	0,0	0,0	0,0	2,2
6	Gözetim Radyasyonu [cal/cm2.h]	0,00	0,00	0,00	0,00	7,90	24,00	29,20	16,60	1,50	0,00	0,00	0,00	150,90
7	Gözetim Radyasyonu [W/m2]	0,00	0,00	0,00	0,00	90,57	278,27	327,45	195,07	17,42	0,00	0,00	0,00	1660,55
8	Genel Yajma Miktarı [kg/m2]	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	2,027
9	Kütle Hızı [m/s]	1,0	1,2	0,7	0,4	0,7	1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
10	Gözetim Yüz. Alanı [m2]	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	
11	Gözetim Normal Miktarı	49,293	49,293	49,293	49,293	49,293	49,293	49,293	49,293	49,293	49,293	49,293	49,293	
12	Çoru Miktarı [kg]	92	92	92	92	92	92	92	92	92	92	92	92	
13	Gözetim Buharlaşma Miktarı [L/m2]	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	
14	Gözetim Buharlaşma Miktarı [kg/h]	1.152,0	1.152,0	1.152,0	1.152,0	1.152,0	1.152,0	1.152,0	1.152,0	1.152,0	1.152,0	1.152,0	1.152,0	27.548,0
15	Buharlaşma ile Gözetim Çıkışı [W]	-791,374	-791,374	-791,374	-791,374	-791,374	-791,374	-791,374	-791,374	-791,374	-791,374	-791,374	-791,374	-15.992,982
16	Yajma ile İlgili Enerji [W]	-2.245	-1.777	-2.455	-2.995	-4.570	-7.520	-9.445	-5.927	-5.927	-5.927	-3.755	-2.234	-61.293
17	Çoru Miktarı [kg]	-198,755	-30,022	-116,795	-145,015	-198,798	-309,755	-355,257	-242,569	-270,997	-215,877	-151,390	-109,499	-2.090,280
18	Çoru Miktarı [kg]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1,0	0,5	
19	Çoru Miktarı [kg]	-443,250	-348,277	-419,280	-449,250	-524,222	-752,250	-925,271	-771,250	-808,669	-587,222	-585,250	-398,795	-6.717,852
20	Gözetim Radyasyonu ile İlgili Enerji [W]	0	0	0	0	355,117	1.092,690	1.282,666	704,666	66,292	0	0	0	3.564,932
21	Çıkış Enerji [W]	-9,762	-6,935	-6,931	-10,413	-9,762	-14,990	-19,220	-17,212	-19,525	-15,820	-10,904	-7,910	-149,169
22	Çıkış Enerji [W]	99,6	67,7	65,0	106,0	99,6	152,7	199,0	170,7	199,2	159,4	110,2	79,7	
23	Kütle Hızı [m/s]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
24	Kütle Hızı [m/s]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
25	Gözetim Toplam Enerji [W]	-1.374,477	-1.230,151	-1.320,561	-1.569,545	-1.112,548	-946,790	-997,560	-1.049,092	-1.204,550	-1.204,177	-1.202,052	-1.201,920	-14.601,748
26	Çıkış Enerji [W]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
27	Potansiyel Enerji [W]	-1.284,290	-1.230,790	-1.206,191	-1.294,091	-1.122,910	-969,750	-715,755	-1.050,404	-1.254,061	-1.219,795	-1.242,350	-1.209,940	-14.950,915
28	Gözetim Çıkış Enerji [W]	5,991,288	1.749,527	4.642,921	5,952,715	7.167,995	19,957,624	27,922,220	29,214,000	22,428,540	12,017,212	9,775,990	950,490	103,758,520
29	Çıkış Enerji [W]	252	75	205	252	209	939	1.195	990	990	517	192	-15	
30	Gözetim İçin Enerji [C]	10,000	8,000	6,500	10,000	10,500	18,000	20,000	15,000	15,000	15,000	8,000	7,000	
31	Gözetim İçin Enerji [C]	9,999	7,999	6,499	9,999	10,499	17,999	19,999	14,999	14,999	14,999	7,999	6,999	
32	Gözetim İçin Enerji [C]	0,71	0,54	0,39	0,71	0,71	2,31	2,31	1,83	1,83	0,97	0,31	0,31	
33	1" Sıcaklık Oranı [%]	99,92	99,92	99,92	99,92	99,94	99,95	99,95	99,94	99,94	99,93	99,92	99,91	





MART ayının 15. günük itibarıyla

Ek 1

SIRA	Gözetim Göstergesi	00:00	02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	Toplam
1	Havaların S.T. Sıc. [C]	40	34	28	20	10,0	10,0	14,5	15,0	11,8	8,2	7,4	8,0	
2	Havaların Y.T. Sıc. [C]	0,2	0,1	1,2	2,3	4,3	8,5	7,0	5,3	4,2	3,0	2,5	1,4	
3	Hava Nemli %	45	54	57	50	44	35	30	28	34	40	40	45	
4	Gözetim Uzunluğu [Saat]	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	
5	Gözetimleme Modülü [Saat]	0,0	0,0	0,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,0	1,0	1,0	10,0
6	Gözetim Radyasyonunu [cal/cm2.h]	0,00	0,00	0,00	4,20	20,00	57,00	81,20	45,80	15,80	0,00	0,00	0,00	400,50
7	Gözetim Radyasyonunu [W/m2]	0,00	0,00	0,00	45,77	200,17	501,50	710,80	500,40	151,10	0,00	0,00	0,00	4000,50
8	Sıcaklık Yığılma Miktarı [kg/m2h]	0,255	0,255	0,255	0,255	0,255	0,255	0,255	0,255	0,255	0,255	0,255	0,255	0,184
9	Radyasyon İstisnası [m2]	1,3	1,1	0,5	0,4	0,7	0,7	1,3	1,7	2	2	2	2	1,5
10	Gözetim Yüz Alanı [m2]	5027	5027	5027	5027	5027	5027	5027	5027	5027	5027	5027	5027	
11	Gözetim Hacmi [m3]	40,282	40,282	40,282	40,282	40,282	40,282	40,282	40,282	40,282	40,282	40,282	40,282	
12	Radyasyon İstisnası [m]	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	
13	Gözetim Buharlaşma Miktarı [Litre]	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	
14	Gözetim Buharlaşma Sürüm Miktarı [kg/h]	1,047,3	1,047,3	1,047,3	1,047,3	1,047,3	1,047,3	1,047,3	1,047,3	1,047,3	1,047,3	1,047,3	1,047,3	12,587,5
15	Buharlaşma İstisnası [W]	-719,401	-719,401	-719,401	-719,401	-719,401	-719,401	-719,401	-719,401	-719,401	-719,401	-719,401	-719,401	-6,000,174
16	Yığılma İstisnası [W]	-12,459	-10,381	-10,382	-10,341	-7,593	-11,224	-10,523	-21,322	-16,722	-16,071	-14,325	-11,445	-150,325
17	Konveksiyon İstisnası [W]	-54,079	-50,500	-70,890	-54,718	5,472	-18,240	-32,500	-100,400	-112,057	-124,021	-80,903	-54,718	-550,004
18	Toprak Sıcaklığı [C]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	15,4	0,0	0,0	0,0	0,0	
19	Toprak Konveksiyon İstisnası [W]	20,550	110,540	62,640	14,457	-200,785	-220,400	-410,200	-200,671	-410,200	-274,900	-144,574	14,457	-1,511,500
20	Gözetim Radyasyonunu İstisnası [W]	0	0	0	101,217	1,502,410	2,525,055	2,784,200	2,070,071	710,220	0	0	0	0,551,505
21	Gözetim İstisnası [W]	-5,557	-5,558	-5,467	-3,905	290	-1,303	-4,556	-7,810	-8,070	-8,951	-5,955	-3,905	-61,300
22	Metre Başına Gözetim Çökme İstisnası [W/m]	50,5	61,1	55,6	39,6	-4,0	13,0	48,5	70,7	62,0	60,0	61,1	39,6	
23	Kütle İstisnası [W/m]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
24	Kütle İstisnası [W]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
25	Gözetim Toplam İstisnası [W]	-775,450	-702,585	-740,470	-57,931	462,145	1,810,624	1,587,206	955,795	-561,274	-1,126,220	-982,214	-771,120	-1,800,917
26	Çökme İstisnası [W]	0	0	0	0	21	70	67	41	6	0	0	0	
27	Çökme İstisnası [W]	-781,014	-708,570	-745,940	-580,932	462,509	1,810,323	1,582,650	947,965	-566,244	-1,145,074	-988,202	-775,040	-1,800,225
28	Gözetim Çökme Miktarı [kg]	0,260,000	148,451	2,200,100	4,500,000	7,000,000	17,000,000	20,000,000	21,000,000	22,700,000	10,741,000	10,500,000	4,000,000	147,000,000
29	Çökme Miktarı [kg]	141	6	50	100	200	745	1,112	1,261	1,020	721	450	167	
30	Gözetim İstisnası [C]	8,500	7,000	5,000	0,000	0,700	14,000	10,000	21,000	10,000	10,000	12,000	0,000	
31	Gözetim İstisnası [C]	8,400	8,500	7,000	0,000	0,700	14,000	10,000	21,000	17,000	14,000	11,000	0,000	
32	Gözetim Nemli %	0,75	0,55	0,74	0,80	0,80	-0,20	-0,20	-0,20	1,44	0,75	0,55	0,51	
33	T* Sıcaklık Oranı [%]	99,95	99,94	99,95	99,95	100,00	100,00	100,00	99,92	99,95	99,95	99,95	99,95	



MAYIS ayının 15. günü itibarıyla

Ek 1

SIRA	Gözetim İçinde Kaldırılan	00000	02000	04000	06000	08000	10000	12000	14000	16000	18000	20000	22000	Toplam
1	Hayvan K.T. Sec. (C)	18,0	18,4	18,3	20,0	24,8	28,0	28,0	22,0	18,7	18,0	18,0	18,0	18,0
2	Hayvan Y.T. Sec. (C)	11,0	11,0	12,2	14,5	14,5	14,2	12,0	11,0	11,0	11,0	11,0	11,0	11,0
3	Hayvan Ücreti (%)	50	50	50	50	50	50	50	50	40	50	50	50	50
4	Gözetim Ücreti (Saat)	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19
5	Gözetim Planı (Müddet) (Gün)	0,0	0,0	0,1	0,8	1,0	1,0	1,0	1,0	0,8	0,0	0,0	0,0	5,4
6	Gözetim Radyasyonu (CikimZih)	0,00	0,00	0,00	12,80	42,80	61,20	67,20	45,00	7,90	0,00	0,00	0,00	475,20
7	Gözetim Radyasyonu (W/m2)	0,00	0,00	0,00	146,00	494,80	710,80	780,20	554,20	90,57	6,07	0,00	0,00	5517,60
8	Sesli Yağış Miktarı (kg/m2h)	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,035	0,699
9	Rüzgar hızı (m/s)	1,4	0,9	0,1	0,1	0,0	2,4	2,7	2,0	4,4	2,5	1,5	0,5	0,5
10	Gözetim Yarıçapı (m)	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027
11	Gözetim Alanı (m2)	49,252	49,252	49,252	49,252	49,252	49,252	49,252	49,252	49,252	49,252	49,252	49,252	49,252
12	Boru Miktarı (m)	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28	28
13	Gözetim Miktarı (Litre)	7,27	7,27	7,27	7,27	7,27	7,27	7,27	7,27	7,27	7,27	7,27	7,27	7,27
14	Gözetim Miktarı (Litre) (kg/h)	1,540,7	1,540,7	1,540,7	1,540,7	1,540,7	1,540,7	1,540,7	1,540,7	1,540,7	1,540,7	1,540,7	1,540,7	18.524,8
15	Gözetim Miktarı (Litre) (W)	-1.080.442	-1.080.442	-1.080.442	-1.080.442	-1.080.442	-1.080.442	-1.080.442	-1.080.442	-1.080.442	-1.080.442	-1.080.442	-1.080.442	-12.728.700
16	Yağış Miktarı (W)	-102	123	154	470	228	-143	817	-2042	-1.254	-1.228	-817	-409	-4.512
17	Değişim Miktarı (W)	62.078	91.199	91.199	142.200	128.880	121.518	128.218	20.490	-5.472	-18.240	18.240	54.718	1.209.200
18	Toprak Değişim Miktarı (C)	27,4	27,4	27,4	27,4	19,8	27,4	27,4	25,8	27,4	27,4	27,4	27,4	27,4
19	Toprak Değişim Miktarı (W)	766.240	619.250	775.578	732.538	289.871	570.475	604.908	709.592	404.938	501.155	616.847	693.852	7.792.517
20	Gözetim Radyasyonu (W)	0	0	0	572.851	1.929.487	2.758.908	2.058.472	2.212.824	255.117	27.917	0	0	10.854.004
21	Toprak Değişim Miktarı (W)	5.557	6.505	6.508	10.153	14.058	10.667	23.460	2.800	-390	-1.302	1.302	3.905	88.500
22	Toprak Değişim Miktarı (W)	-59,5	-66,4	-66,4	-109,8	-149,4	-129,5	-229,1	-28,0	4,0	19,0	-19,0	-29,5	
23	Rüzgar Miktarı (W)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
24	Rüzgar Miktarı (W)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
25	Toprak Değişim Miktarı (W)	-212.225	-149.570	-190.150	395.455	1.248.171	2.420.714	2.280.274	1.890.241	-507.624	-551.402	-426.172	-312.175	7.228.005
26	Toprak Değişim Miktarı (W)	0	0	0	17	58	107	140	81	0	0	0	0	0
27	Toprak Değişim Miktarı (W)	-209.287	-149.281	-189.672	395.628	1.248.228	2.420.821	2.280.328	1.890.344	-507.615	-551.394	-426.162	-312.175	7.212.505
28	Gözetim Miktarı (W)	10.216.851	7.067.500	9.810.027	12.007.171	15.093.228	21.402.957	8.242.752	32.528.204	20.080.815	21.580.954	17.451.501	12.009.211	194.007.260
29	Gözetim Miktarı (W)	440	342	422	590	660	920	260	1.401	1.122	660	751	570	
30	Gözetim Miktarı (C)	11.590	10.400	11.290	12.290	13.290	15.290	5.000	21.000	19.000	15.000	13.000	13.000	13.000
31	Gözetim Miktarı (C)	11.422	10.252	11.152	12.152	13.152	15.152	5.018	21.018	19.018	15.018	14.018	13.018	13.018
32	Gözetim Miktarı (%)	-2,70	-4,24	-3,97	2,51	1,24	0,32	0,72	0,14	0,12	0,24	-0,11	-1,25	
33	Toprak Değişim Miktarı (%)	99,99	99,99	99,99	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	99,99	99,99	99,99	99,99	99,99

Ek 1

HAZİRAN ayının 15. günü itibarıyla

SIRA	Gözetilimdeki Hesap	06.06	07.06	08.06	09.06	10.06	11.06	12.06	13.06	14.06	15.06	16.06	17.06	18.06	Toplam
1	Hesabın K.T.Sec. [G]	21,2	21,2	22,1	22,3	22,9	21,2	21,2	22,5	22,2	22,5	22,2	22,2	22,0	
2	Hesabın Y.T.Sec. [G]	12,0	12,0	14,0	15,4	17,4	17,2	17,2	15,2	14,0	12,7	12,0	12,0	12,4	
3	Hesabın İle	42	42	42	42	42	22	22	22	21	22	41	41	44	
4	Gözetilimdeki Hesap	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	14	
5	Gözetilimdeki Hesap	0,0	0,0	0,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	12,2
6	Gözetilimdeki Hesapın Ortalama Değeri	0,00	0,00	0,00	10,00	20,00	20,00	20,00	40,00	12,00	4,00	0,00	0,00	0,00	210,00
7	Gözetilimdeki Hesapın Ortalama Değeri	0,00	0,00	22,00	174,17	411,00	222,17	222,22	472,78	122,22	48,37	0,00	0,00	0,00	227,142
8	Hesabın Ortalama Değeri	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	1,22
9	Hesabın Ortalama Değeri	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
10	Gözetilimdeki Hesapın Ortalama Değeri	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
11	Gözetilimdeki Hesapın Ortalama Değeri	42,222	42,222	42,222	42,222	42,222	42,222	42,222	42,222	42,222	42,222	42,222	42,222	42,222	42,222
12	Hesabın Ortalama Değeri	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
13	Gözetilimdeki Hesapın Ortalama Değeri	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4	2,4
14	Gözetilimdeki Hesapın Ortalama Değeri	1,222,2	1,222,2	1,222,2	1,222,2	1,222,2	1,222,2	1,222,2	1,222,2	1,222,2	1,222,2	1,222,2	1,222,2	1,222,2	22,222,2
15	Gözetilimdeki Hesapın Ortalama Değeri	-1,222,221	-1,222,221	-1,222,221	-1,222,221	-1,222,221	-1,222,221	-1,222,221	-1,222,221	-1,222,221	-1,222,221	-1,222,221	-1,222,221	-1,222,221	-12,222,221
16	Gözetilimdeki Hesapın Ortalama Değeri	-2,222	-2,222	-2,222	-2,222	-2,222	-2,222	-2,222	-2,222	-2,222	-2,222	-2,222	-2,222	-2,222	-22,222
17	Hesabın Ortalama Değeri	-10,244	5,472	41,222	24,247	142,212	127,272	72,227	-22,242	-22,211	-22,272	-22,222	-22,222	-22,222	172,272
18	Hesabın Ortalama Değeri	22,2	22,2	22,2	22,2	22,2	22,2	22,2	24,0	22,2	22,2	22,2	22,2	22,2	22,2
19	Hesabın Ortalama Değeri	327,222	422,222	422,242	412,222	122,222	222,222	122,272	27,242	-24,222	72,227	122,272	222,222	222,222	2,722,222
20	Hesabın Ortalama Değeri	0	0	272,127	222,212	1,211,222	1,222,412	1,222,122	1,227,227	242,224	121,217	0	0	0	2,222,422
21	Hesabın Ortalama Değeri	-721	222	2,224	2,722	12,412	2,112	5,427	-4,222	-4,242	-2,227	-4,222	-2,222	-2,222	12,222
22	Hesabın Ortalama Değeri	2,0	-4,0	-20,2	-22,1	-122,2	-22,2	-22,2	41,2	22,2	22,2	42,2	22,2	22,2	22,2
23	Hesabın Ortalama Değeri	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
24	Hesabın Ortalama Değeri	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
25	Hesabın Ortalama Değeri	-1,222,212	-222,222	-222,272	-122,212	222,274	242,272	224,222	212,272	-224,222	-1,127,222	-1,222,222	-1,127,214	-1,127,214	-2,212,222
26	Hesabın Ortalama Değeri	0	0	0	0	24	22	12	22	0	0	0	0	0	0
27	Hesabın Ortalama Değeri	-1,222,222	-222,222	-227,222	-122,244	27,227	242,222	242,272	222,222	-222,212	-1,121,222	-1,221,222	-1,121,217	-1,121,217	-2,222,222
28	Hesabın Ortalama Değeri	22,211,221	22,722,222	22,772,241	22,222,242	21,222,222	27,272,222	42,222,224	22,247,222	42,222,222	44,271,124	42,222,222	22,222,222	42,222,222	42,222,222
29	Hesabın Ortalama Değeri	1,412	1,272	1,222	1,224	1,222	1,212	1,272	2,422	2,122	1,212	1,722	1,242	1,242	1,242
30	Hesabın Ortalama Değeri	22,222	21,222	22,222	22,222	21,222	24,222	27,222	22,222	22,222	22,222	22,222	22,222	24,222	24,222
31	Hesabın Ortalama Değeri	22,222	22,222	22,222	22,222	21,222	24,222	27,222	22,222	22,222	22,222	22,222	22,222	22,222	22,222
32	Hesabın Ortalama Değeri	222	-2,24	-2,22	-222	1,22	1,22	1,22	2,22	-2,22	2,22	2,22	2,22	2,22	2,22
33	Hesabın Ortalama Değeri	22,22	22,22	22,22	122,22	122,22	122,22	122,22	122,22	122,22	22,22	22,22	22,22	22,22	22,22



AĞUSTOS ayının 15. günü itibarıyla

Ek 1

SIRA	Görmüş İndeksiyat	04:00	02:00	04:00	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	Toplam
1	Havanan K.T.Sec. [C]	25,0	25,0	27,1	26,2	25,0	26,0	26,5	26,0	25,0	21,6	20,5	20,9	
2	Havanan Y.T.Sec. [C]	15,0	15,4	15,0	16,7	21,5	21,2	20,8	20,5	17,7	15,0	14,3	14,5	
3	Hem Crane [s]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
4	Gün Uzambaja (Sesli)	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	
5	Güneşlenme Müddeti (Sesli)	0,0	0,0	0,0	0,7	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,6	0,0	0,0	11,8
6	Güneş Radyasyonu (salınım2/h)	0,00	0,00	0,00	13,20	27,60	55,20	60,60	49,80	31,80	0,00	0,00	0,00	491,70
7	Güneş Radyasyonu (W/m2)	0,00	0,00	24,60	153,27	408,60	640,80	703,80	554,30	369,20	10,45	0,00	0,00	5709,18
8	Sesli Yeşil Mikten (Sesli2h)	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,0004	0,01
9	Rüzgar hızı (m/s)	1,0	0,0	0,0	0,1	0,0	0,0	0,0	1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	1,4
10	Gözet Yüz Alanı (m2)	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	
11	Gözet Hacmi (m3)	-40,992	-40,992	-40,992	-40,992	-40,992	-40,992	-40,992	-40,992	-40,992	-40,992	-40,992	-40,992	
12	Boru Mikten (m)	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	99	
13	Mikten (L/m2)	12,60	12,60	12,60	12,60	12,60	12,60	12,60	12,60	12,60	12,60	12,60	12,60	12,60
14	Gözet Mikten (Sesli2h)	2,666,0	2,666,0	2,666,0	2,666,0	2,666,0	2,666,0	2,666,0	2,666,0	2,666,0	2,666,0	2,666,0	2,666,0	31,666,0
15	gözet Mikten (W)	-1,925,915	-1,925,915	-1,925,915	-1,925,915	-1,925,915	-1,925,915	-1,925,915	-1,925,915	-1,925,915	-1,925,915	-1,925,915	-1,925,915	-21,910,995
16	Yönelim (m) (Sesli2h)	-17	-17	-17	-17	-17	-17	-17	-17	-17	-17	-17	-17	-200
17	Değişim (W)	57,497	64,37,5	147,740	199,060	250,387	310,877	399,795	54,716	69,291	99,099	47,473	52,995	1,250,994
18	3 ora Çeviri (m)	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	40,0	20,0	20,0	20,0	20,0	
19	Toprak Kuvveti (m)	626,499	729,669	819,930	771,060	660,694	491,910	240,666	669,499	999,669	999,147	979,999	491,910	9,799,949
20	Güneş Radyasyonu (m)	0	0	199,994	999,999	1,799,999	2,519,199	2,799,999	2,519,994	1,447,799	40,979	0	0	11,499,949
21	Gözetim (m) (W)	4,919	6,37,5	10,940	19,877	19,990	15,990	9,795	0,995	4,949	0,949	0,994	0,775	69,979
22	Mikten (Sesli2h)	-49,1	-99,1	-177,6	-199,6	-199,6	-199,6	-99,6	-99,6	-99,6	-99,6	-99,6	-99,6	
23	Kütle (m) (Sesli2h)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
24	Kütle (m) (Sesli2h)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
25	Değişim (Sesli2h)	-1,191,991	-1,091,999	-799,940	-247,994	400,999	1,299,991	1,299,999	1,097,999	-149,194	-1,499,997	-1,499,915	-1,291,199	-3,291,499
26	Toprak Kuvveti (m)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
27	Değişim (Sesli2h)	-1,127,945	-1,027,999	-719,999	-254,997	400,919	1,479,991	1,299,999	1,079,919	-199,919	-1,499,999	-1,499,999	-1,297,991	-3,294,999
28	Gözetim Mikten (W)	20,779,947	20,924,497	20,999,999	20,291,999	21,049,119	49,977,924	50,999,949	21,519,919	24,999,971	48,940,999	44,047,991	20,999,997	499,199,701
29	Gözetim (Sesli2h)	1,494	1,77,5	1,199	1,999	1,997	1,999	0,999	0,999	0,997	0,999	1,999	1,799	
30	Gözetim (Sesli2h)	20,999	21,000	19,999	20,999	21,000	20,999	21,000	20,999	21,000	20,999	20,999	20,999	
31	Gözetim (Sesli2h)	20,999	20,999	19,999	19,999	20,999	20,999	21,000	20,999	20,999	20,999	20,999	20,999	
32	Gözetim (Sesli2h)	-0,49	-0,59	-1,49	-4,99	-4,99	-1,19	0,74	0,74	-0,59	-0,19	-0,59	-0,59	
33	T. Sesli2h (Sesli2h)	99,97	99,97	99,99	99,99	100,00	100,00	99,99	100,00	100,00	99,97	99,97	99,97	

EYLÜL ayının 15. günü itibarıyla

Ek 1

SIRA	Giriş (girdi)Klası	0000	0200	0400	0600	0800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	Toplam
1	Havaların K.T.Sec. [C]	0,0	12,8	20,8	24,2	31,0	32,2	32,8	32,0	32,0	22,0	20,0	24,0	22,0
2	Havaların Y.T.Sec. [C]	10,8	30,0	11,4	14,2	37,4	17,0	37,0	30,0	14,0	12,0	11,0	11,0	11,1
3	Hava Oranı %	20	20	21	21	22	22	22	22	15	15	15	15	22
4	Giriş Üzerindeki (Sec)	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
5	Giriş planına Müdahil (Sec)	0,0	0,0	0,0	0,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,1	0,0	0,0	10,8
6	Giriş ve Kalkışçı Onu (Yolcu) [h]	0,00	0,00	0,00	2,00	20,00	51,00	55,00	49,00	19,00	4,00	0,00	0,00	410,40
7	Giriş ve Kalkışçı Onu (Yolcu)	0,00	0,00	0,00	24,00	200,00	529,10	647,00	520,40	209,00	507,0	0,00	0,00	4700,20
8	Yolcu (h)	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0027
9	Kalkışçı Onu (Yolcu)	0,0	0,0	0,1	0,4	0,1	0,0	1,0	0	0,1	1,0	1,1	0,1	0,1
10	Gözetim Yık. Altına (m2)	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
11	Gözetim Hizmeti (m2)	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000
12	Boş Alan (m)	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
13	Giriş ve Kalkışçı Onu (Yolcu)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
14	Gözetim Hizmeti (Yolcu)	2,000,0	2,000,0	2,000,0	2,000,0	2,000,0	2,000,0	2,000,0	2,000,0	2,000,0	2,000,0	2,000,0	2,000,0	24750,0
15	Gözetim Hizmeti (Yolcu)	-1.417,000	-1.417,000	-1.417,000	-1.417,000	-1.417,000	-1.417,000	-1.417,000	-1.417,000	-1.417,000	-1.417,000	-1.417,000	-1.417,000	-17.000,000
16	Yolcu ile İlgili (Y)	-20	-40	-10	0	10	-10	-20	-110	-100	-100	-20	-20	-200
17	Devlet (Y)	-220,000	20,000	140,000	120,000	200,000	240,000	170,000	50,000	51,000	10,000	10,000	10,000	200,000
18	5. sınıf Devlet (Y)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
19	Toprak Kuvveti (C)	20,0	20,0	20,0	20,0	20,4	20,0	20,0	40,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0
20	Toprak Kuvveti (Y)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
21	İlgili Devlet (Y)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
22	Gözetim Hizmeti (Y)	-20,000	0,000	10,000	14,000	20,000	17,000	10,000	4,000	0,000	1,000	1,000	1,000	10,000
23	İlgili Devlet (Y)	200,0	-20,0	-100,0	-140,0	-200,0	-170,0	-100,0	-40,0	-20,0	-10,0	-10,0	-10,0	-10,0
24	Kütle ile Gelen İlgili	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
25	Gözetim Hizmeti (Y)	-1.000,000	-50,000	-40,000	-200,000	0,000	1.700,000	1.000,000	1.000,000	-240,000	-910,000	-1.100,000	-220,000	-450,000
26	İlgili Devlet (Y)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
27	İlgili Devlet (Y)	-1.000,000	-50,000	-40,000	-200,000	0,000	1.700,000	1.000,000	1.000,000	-240,000	-900,000	-1.100,000	-220,000	-450,000
28	Gözetim Hizmeti (Y)	0,000,000	17,000,000	10,000,000	10,000,000	10,000,000	10,000,000	10,000,000	10,000,000	10,000,000	10,000,000	10,000,000	10,000,000	10,000,000
29	Gözetim Hizmeti (Y)	0,00	740	500	500	510	1.211	1.010	2.000	1.000	1.000	1.000	1.210	1.210
30	Gözetim Hizmeti (Y)	10,000	10,000	10,000	14,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000
31	Gözetim Hizmeti (Y)	10,000	14,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000	10,000
32	Gözetim Hizmeti (Y)	0,00	-1,00	-2,00	-4,00	4,00	0,00	0,00	0,00	-1,00	-0,10	-0,10	-0,10	-0,10
33	Gözetim Hizmeti (Y)	0,00	0,00	0,00	0,00	10,00	10,00	10,00	10,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Ek 1

GK Məqam 15. gənə rəhbərlik

Sıra	İşin Adı	00000	00200	00400	00600	00800	10000	10200	10400	10600	10800	11000	11200	11400	Toplam
1	Hərbi Xidmət (C)	10,0	10,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	10,0
2	Hərbi Xidmət (C)	11,4	11,4	12,1	14,0	15,9	18,2	18,2	14,5	15,9	15,9	12,4	12,1	11,4	11,4
3	Hərbi Xidmət (C)	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
4	Gənə Rəhbərlik (C)	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
5	Gənə Rəhbərlik (C)	0,0	0,0	0,0	0,0	1,0	1,0	1,0	1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6	Gənə Rəhbərlik (C)	0,00	0,00	0,00	7,20	16,80	26,40	42,60	24,60	7,20	0,00	0,00	0,00	0,00	266,00
7	Gənə Rəhbərlik (C)	0,00	0,00	0,00	92,80	228,80	445,97	494,60	404,07	92,80	0,00	0,00	0,00	0,00	2209,17
8	Gənə Rəhbərlik (C)	0,0547	0,0547	0,0547	0,0547	0,0547	0,0547	0,0547	0,0547	0,0547	0,0547	0,0547	0,0547	0,0547	1,219
9	Gənə Rəhbərlik (C)	0,7	0,7	0,7	0,4	0	1,0	4,8	5,4	4,1	0,8	0,4	0,8	0,8	0,8
10	Gənə Rəhbərlik (C)	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027	5,027
11	Gənə Rəhbərlik (C)	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000	40,000
12	Gənə Rəhbərlik (C)	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
13	Gənə Rəhbərlik (C)	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
14	Gənə Rəhbərlik (C)	1,105,9	1,105,9	1,105,9	1,105,9	1,105,9	1,105,9	1,105,9	1,105,9	1,105,9	1,105,9	1,105,9	1,105,9	1,105,9	10,271,9
15	Gənə Rəhbərlik (C)	-759,719	-759,719	-759,719	-759,719	-759,719	-759,719	-759,719	-759,719	-759,719	-759,719	-759,719	-759,719	-759,719	-4,116,500
16	Gənə Rəhbərlik (C)	-5,11	220	25,1	822	87,0	-822	-2,874	-2,714	-2,819	-2,107	-1,552	-1,022	-1,022	-12,400
17	Gənə Rəhbərlik (C)	124,000	124,000	124,000	200,000	207,117	156,000	24,719	24,719	24,490	24,490	24,124	7,8,490	1,240,000	
18	Gənə Rəhbərlik (C)	24,6	24,6	24,6	24,6	17,6	24,6	24,6	24,6	24,6	24,6	24,6	24,6	24,6	24,6
19	Gənə Rəhbərlik (C)	559,256	559,124	559,039	519,247	221,590	279,909	-9,909	491,912	192,127	27,9,509	212,242	472,274	4,791,291	
20	Gənə Rəhbərlik (C)	0	0	0	327,901	901,482	1,749,270	1,922,467	1,594,370	327,901	0	0	0	0	6,629,160
21	Gənə Rəhbərlik (C)	0,251	11,455	12,165	14,319	19,921	11,324	0,905	0,905	2,900	2,900	2,900	5,527	5,527	5,527
22	Gənə Rəhbərlik (C)	-50,5	-119,9	-129,5	-146,1	-172,7	-119,9	-29,6	-29,6	-29,6	-29,6	-29,6	-29,6	-29,6	-29,6
23	Gənə Rəhbərlik (C)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
24	Gənə Rəhbərlik (C)	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
25	Gənə Rəhbərlik (C)	-27,242	20,145	75,000	229,205	200,200	1,495,902	1,221,275	1,259,299	-214,921	-445,929	-419,927	-210,029	2,602,042	
26	Gənə Rəhbərlik (C)	0	4	6	17	25	91	59	56	0	0	0	0	0	0
27	Gənə Rəhbərlik (C)	-59,292	101,602	97,406	400,522	618,121	1,427,179	1,225,690	1,262,479	-212,927	-449,229	-419,775	-204,429	2,697,714	
28	Gənə Rəhbərlik (C)	12,555,945	6,020,682	5,440,005	11,872,251	14,848,256	27,917,222	40,082,467	26,260,375	20,422,122	25,245,602	21,715,922	17,855,029	259,129,202	
29	Gənə Rəhbərlik (C)	204	28,1	406	511	621	1,122	1,722	1,291	1,010	1,117	925	7,61	7,61	7,61
30	Gənə Rəhbərlik (C)	12,000	12,000	11,000	12,000	12,000	12,000	22,000	22,000	21,000	12,000	17,000	12,000	12,000	12,000
31	Gənə Rəhbərlik (C)	12,000	12,521	11,000	12,000	12,200	12,000	22,000	22,000	22,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
32	Gənə Rəhbərlik (C)	-15,15	12,71	15,09	23,1	23,1	0,2	0,2	0,2	-1,21	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25	-0,25
33	Gənə Rəhbərlik (C)	100,00	100,01	100,00	100,02	100,03	100,04	100,05	100,06	100,07	100,08	100,09	100,10	100,11	100,12







Meteorolojik veriler (yıllık ortalamalar)

YIL: 2003

	OCAK	SUB	MART	NIS	MAY	HAZ	TEM	AGST	EYL	EKİM	KAS	ARZ
Aylık toplam yağış mik. (kg/m <sup>2</sup> )	65.0	182.4	191.7	98.2	26	366	.	03	11	407	1114	1052
Aylık Ortama yağış mik (kg/m <sup>2</sup> )	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
yağışlı gün sayısı	10	21	17	15	7	7	.	2	1	10	7	17
En yüksek kar kalınlığı	.	16	.	.	.	.	.	.	.	.	.	5
Karlı gün sayısı	.	9	.	.	.	.	.	.	.	.	.	1
Aylık azami sıcaklık ort.	90	83	103	206	254	29.6	33.1	33.8	30.5	238	165	88
Aylık asgari sıcaklık ort.	24	-14	04	87	14.9	16.8	27.6	27.8	20.6	56	46	02
Aylık asgari en düşük sıcaklık ort.												
Aylık ortalama nem mik. %	70.1	75.4	64.8	60.4	44.0	36.0	26.2	25.6	34.6	49.6	70.2	76.8
Aylık en düşük nem mik. %	40.3	51.3	77.7	29.7	37.3	22.0	17.0	15.0	27.7	26.0	48.3	37.3
Aylık en yüksek nem mik. %		90.7	89.3	89.3	75.7	67.7	31.0	30.7	48.3	78.7	93.0	92.7
Aylık ortalama sıcaklık.	5.0	2.8	6.1	13.7	21.3	25.9	29.9	30.8	24.8	19.5	9.6	5.0
Aylık en yüksek sıcaklık.	14.5	13.1	17.0	25.7	31.2	35.5	39.9	40.9	38.4	31.6	23.1	13.7
Aylık en düşük sıcaklık.	-12	-42	-47	14	98	110	203	209	144	16	25	-25
Aylık 15°C nin altındaki gün sayısı.	31	28	31	20	1	.	.	.	.	4	23	31
Aylık 35°C nin üstündeki gün say.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
Aylık Ekim rüzgar ortama hızı (m/sec)	SW	SW	E	SW	W	W	W	SW	WSW	SW	WSW	W
	80	138	152	210	128	147	105	120	119	187	114	150
Aylık kapalı gün sayısı	12	16	11	10	1	.	.	.	.	3	11	15
Aylık güneşli gün sayısı.	8	2	7	4	16	23	29	27	27	12	11	8
Aylık ort basınç (milibar)	9164	9140	9170	9114	9112	9064	9037	9066	9117	9160	9139	9176

## AYLIK BUHARLAŞMA KARTI

İsmi : 97210 İKİSİ : SİRT Yı : 2008 Ay : HAZİRAN Harajet No : YUNARLAK Harajet Çapı : 112 Dcm

GÜNLER	24 Saatlik Buhar Isıya mm.	Buharlaştırma Hesapları			Bulutluluk				Buharlaştırma İstasyonlarının Ortalama			Harajetlerin Ortalama			NOTLAR
		Ortalama mm.	Harajet Miktarı mm.	Harajet Miktarı mm.	07	14	21	Ortalama	30 cm. Yükseklikte Ölçülen			Ortalama mm.	Ortalama mm.	Ortalama mm.	
									Aerodinamik Kayma						
									Ortalama Sıcaklık (°C)	Güneşin Parı	Ortalama Ort. Hava Hızı (km/s)				
1	10,0		10,0		0	0	0	0,0	628070	27340	0,0	18,2	27,1	16,7	
2	10,4		10,4		0	0	0	1,7	620084	29040	0,0	18,0	27,2	17,2	
3	10,0		10,0		0	0	0	0,0	620048	31820	0,4	18,0	28,0	17,0	
4	11,0		11,0		0	0	0	0,0	605510	29040	0,0	19,0	29,0	18,0	
5	11,2		11,2		0	0	0	0,0	607172	19020	0,2	19,4	23,2	18,4	
6	11,2		11,2		0	0	0	0,0	600530	23020	0,0	19,0	30,0	18,2	
7	10,5		10,5		0	0	0	0,0	641040	29000	0,2	20,0	31,0	18,8	
8	11,0		11,0		0	0	0	0,0	640005	60200	0,8	20,4	31,4	19,2	
9	11,0		11,0		0	0	0	0,0	633066	60310	0,6	20,4	31,0	19,2	
10	12,0		12,0		0	0	0	0,0	600020	75040	0,9	20,0	31,0	19,4	
11	12,2		12,2		0	0	0	0,0	600334	44140	0,5	20,0	32,0	19,8	
12	12,2		12,2		0	0	0	0,0	600000	32180	0,4	20,7	32,0	19,8	
13	12,4		12,4		0	0	0	0,0	670000	21000	0,2	20,0	32,4	20,0	
14	12,0		12,0		0	0	0	0,0	670400	10400	0,0	21,2	32,0	20,4	
15	12,0		12,0		0	0	0	0,0	677000	49040	0,0	21,2	32,0	20,4	
16	13,0		13,0		0	0	0	0,0	681000	40200	0,0	21,4	32,0	20,4	
17	13,2		13,2		0	0	0	0,0	680000	40200	0,0	21,8	32,0	20,8	
18	13,2		13,2		0	0	0	0,0	687200	12500	0,1	21,8	33,0	20,7	
19	13,5		13,5		0	0	0	0,0	690000	28000	0,0	22,0	33,0	20,8	
20	13,8		13,8		0	0	0	0,0	692004	19940	0,2	22,0	33,4	21,2	
21	13,8		13,8		0	0	0	0,0	694040	19740	0,2	22,0	33,0	21,2	
22	14,0		14,0		0	0	0	0,0	697000	32000	0,4	22,7	33,0	21,3	
23	14,2		14,2		0	0	0	0,0	690175	19000	0,0	23,0	33,0	21,5	
24	14,0		14,0		0	0	0	0,0	690000	71000	0,8	22,4	33,0	20,9	
25	14,0		14,0		0	0	0	0,0	692000	30100	0,0	22,0	33,0	21,0	
26	14,2		14,2		0	0	0	0,0	690000	32100	0,4	22,7	33,0	21,4	
27	14,0		14,0		0	0	0	0,0	692000	10000	0,2	22,0	33,0	21,4	
28	14,4		14,4		0	0	0	0,0	692000	20000	0,0	23,0	33,0	21,0	
29	14,4		14,4		0	0	0	2,0	647000	64000	0,8	20,2	34,2	21,0	
30	14,2		14,2		0	0	0	1,0	28000	41000	0,5	20,0	34,0	21,0	
31															
Ortalama	100,4		100,4		0	0	0	4,7	X	X	X	20,0	30,7	20,0	X
Ortalama	13,0	X	X	X	0,0	0,0	0,0	0,0	X	X	X	21,0	32,0	20,0	X

Günlük buharlaştırma 10,5 mm ve gündüz 7,0 dır.

Mühürün İsmi : İKİSİ İKİSİ Tarih : 05.07.2008

Merkazde Kartın Ederin İsmi : İKİSİ İKİSİ











**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi	17.06.1977	
Doğum yeri	Siirt	
Lise	1988-1995	Siirt Atatürk Anadolu Lisesi
Lisans	1995-1999	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2000- ...	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

**Çalıştığı kurumlar**

1999-1999	DUYAR VANA A.Ş.
1999-2000	TAHAŞ Tazyikli Hava San. Tic. A.Ş.
2001-Devam ediyor	Köy Hizmetleri Siirt İl Müdürlüğü