

BOLU VE ÇEVRESİ İÇİN TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPASI (TKIP) SİSTEM ANALİZİ: EKONOMİK YAKLAŞIMLA

Ünal ÇAMDALI*

Abant İzzet Baysal Üniversitesi,
Müh. Mim. Fak., Gölköy kampüsü, Bolu,
camdali_u@ibu.edu.tr;

Erhan TUNÇEL

Abant İzzet Baysal Üniversitesi,
Müh. Mim. Fak., Gölköy kampüsü, Bolu,

ÖZET

Dünyada jeotermal zenginliği açısından yedinci sırada yer alan Türkiye, jeotermal kaynakları ile toplam elektrik enerjisi ihtiyacının % 5'ini, ısıtmada ise ısı ihtiyacının %30'unu karşılayabilecek potansiyele sahiptir.

Ayrıca jeotermal enerjiden ısı pompası yardımıyla da faydalanmak mümkündür. 2005 yılı verilerine göre, ısı pompalarının dünyada bu alandaki kullanımı 15.723 MWt'dir. Amerika'da 7200 MWt, İsveç'te 3840 MWt, İsviçre'de 532 MWt kapasitelere sahip ısı pompası uygulamaları vardır. Ancak günümüzde ülkemiz koşullarında ısı pompaları uygulamaları ekonomik açıdan henüz uygun görünmemektedir.

Jeotermal enerji uygulamasının bir türü olan toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri, toprağın derinliklerindeki sabit sıcaklıktan yararlanarak, ortam ısıtması ve soğutması amacıyla kullanılmaktadır.

Bu çalışmada toprak kaynaklı ısı pompalarının hacim ısıtması ve soğutmasının Bolu özelinde ekonomik parametreleri elde edilmiştir. Zira ısı pompası projelerinin uygulama alanları bulması, ısı pompalarının hem ülkemizde de yaygınlaşması açısından hem de ülkemiz ekonomisinin daha da gelişmesine paralel olarak yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı konusunda atılacak adımlara faydalı olması bakımından önemlidir.

Anahtar Kelimeler: Jeotermal enerji, toprak kaynaklı ısı pompası, ısıtma, soğutma, Bolu

System Analysis of Ground Source Heat Pumps (GSHPs) For Bolu: An Economical Approach

ABSTRACT

Turkey is the 7th country in the world from the point of geothermal energy potential and can produce %5 of its electric energy consumption and %30 of its heat energy consumption.

As it is known it is possible to use geothermal energy with Ground Source Heat Pumps (GSHPs). Geothermal heat pumps are producing 15.723 Mwt worldwide. Geothermal heat pump capacities are 7200 MWt, 532 Mwt, 3840 MWt respectively in the USA, Switzerland, Sweden. However, heat pump applications in Turkey is not economical currently.

Ground source heat pumps, which are used in geothermal energy applications, use constant temperature in depth of grounds. And it is possible to use this energy for greenhouse and domestic heating and cooling purposes.

In this study, economic parameters of GSHPs in heating and cooling for Bolu are obtained. In conclusion, it is considerable that applications of HPs projects are not only becoming widespread but also being of helpful using of renewable energy sources of Turkey in parallel with development of our country.

Keywords : Geothermal energy, ground source heat pump, heating, cooling, Bolu

* İletişim yazarı

Geliş tarihi : 20.11.2009

Kabul tarihi : 24.05.2010

GİRİŞ

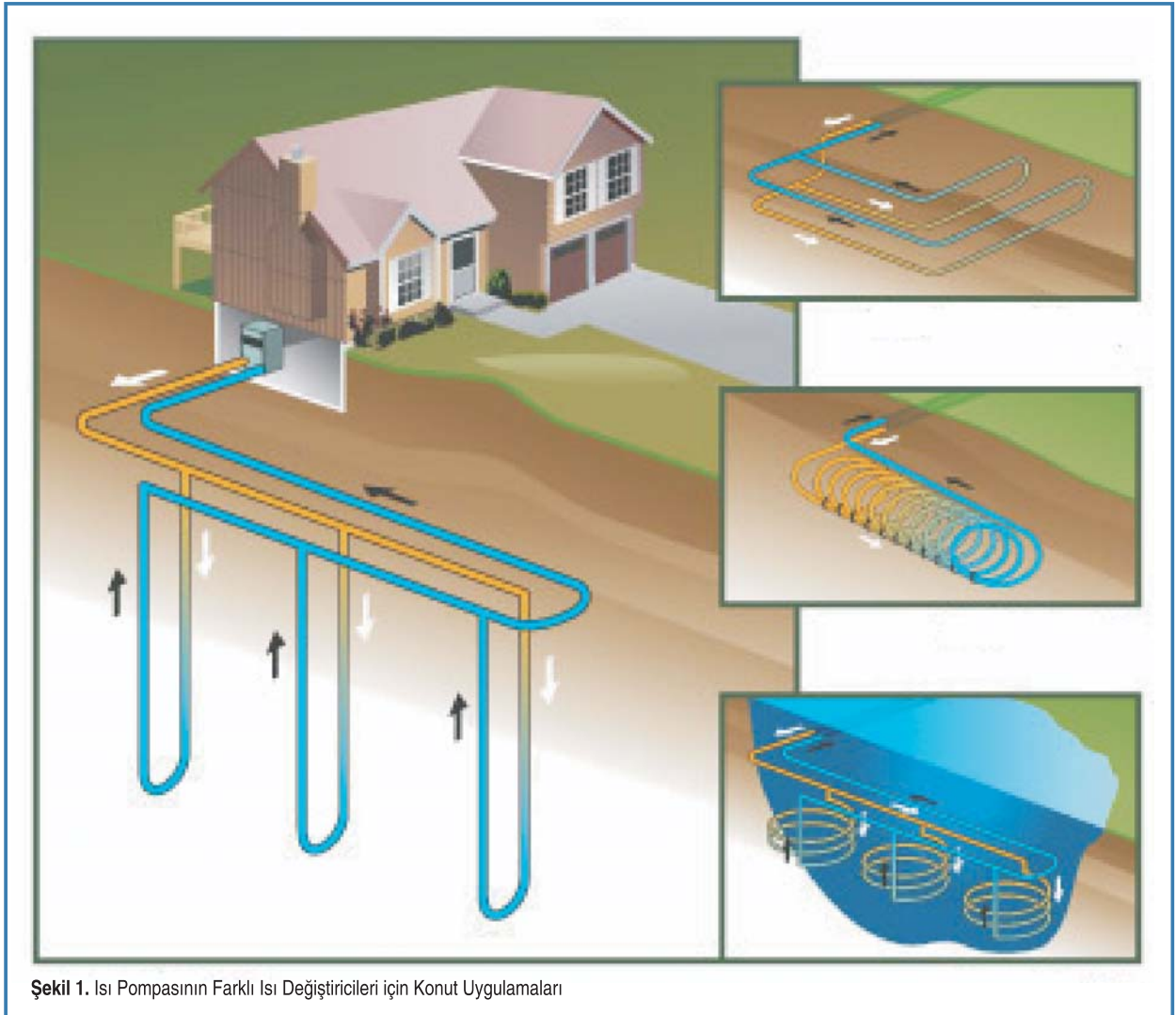
Gelişmekte olan ülkemizde enerji tüketimi gün geçtikçe artmaktadır. Ülkemizde tüketilen toplam enerjinin dağılımına bakıldığında: %42,4'ü ısıtmada, %36,2'si sanayide, %15,4 'ü ulaşımda ve %6'sı da tarımda kullanılmaktadır [1,2]. Bu verilerden ülkemizde tüketilen enerjinin yaklaşık yarısının ısıtma için kullanıldığı anlaşılmaktadır.

Fosil yakıtların gün geçtikçe tükenmesi ve enerji talebinin de her geçen gün artması, yeni ve yenilebilir enerji kaynaklarına olan ihtiyacı daha da artırmıştır. Alternatif enerji kaynaklarına örnek olarak güneş enerjisi, rüzgâr enerjisi, jeotermal enerji vb. verilebilir [3]. Jeotermal enerji dünyada mevcut olan en temel ve en önemli enerji kaynaklarından biridir. Bu enerji, elektrik üretimi, konut ve sera ısıtılması, kimyasalların elde edilmesi, turistik ve tıbbi amaçlı olarak kullanılmaktadır. Bu bağlamda jeotermal

enerji her geçen gün daha da önem kazanmaktadır. Ülkemiz, jeotermal enerji açısından dünyanın en zengin ülkelerinden birisidir.

Toprak kaynaklı veya jeotermal ısı pompalarının kullanımı (Şekil 1), toprak sıcaklığının atmosfer sıcaklığından farklı olması, toprak sıcaklık değişiminin yüksek olmaması vb. nedenlerden dolayı cazip görünmektedir. Dolayısıyla birçok ülkede *Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının* (TKIP) kullanımı Isıtma-Havalandırma ve İklimlendirme (HVAC) endüstrisi tarafından desteklenmektedir. Ancak, günümüzde, özellikle ülkemizde TKIP'ların kullanımının düşük oranda olmasının nedeni projelendirilme yönteminin henüz tam anlamıyla ortaya konulamaması, sistem maliyetinin yüksek olması ve diğer nedenler şeklinde ortaya konulabilir.

Isı pompalarının çalışmasındaki temel prensip, *Toprak Isı Değiştiricisi* (TID) ünitesinde dolaşan salamura (brine) kendisinden daha yüksek sıcaklıktaki topraktan ısı çekerek



Şekil 1. Isı Pompasının Farklı Isı Değiştiricileri için Konut Uygulamaları

ısınmaktadır. Isınan salamura, ısınısını diğer çevrimdeki buharlaştırıcıdaki akışkana aktarmakta ve akışkan buharlaşmaktadır. Daha sonra buharlaşan akışkan kompresörde sıkıştırılarak yoğunlaştırıcıda ısınısını istenilen ortama aktarmaktadır. Soğutma uygulamasında ise ısı alışverişleri ters yönde gerçekleştirilmektedir.

Bolu ve çevresinin jeotermal kaynaklar açısından uygun bir yerleşim alanına sahip olduğu M.T.A. tarafından yapılan *Türkiye Jeotermal Kaynakları Envanteri* [4] adlı yayınında da ortaya konmuştur. Dolayısıyla bu kaynakların hacim ve sera ısıtması, soğutma ve tedavi amaçlı kullanılması mümkün görünmektedir.

Bu çalışmada, Bolu ve çevresi için hacim ısıtması ve soğutmasında kullanılacak ısı pompası uygulamasının; maliyet değerleri ortaya konmuştur.

TKIP sistemi, topraktan ısıyı su veya salamura (antifriz-su) aracılığıyla çekerler. Bunun için salamuranın içinde dolaştığı toprak altına yerleştirilen boruların tasarımı *uygun* bir şekilde yapılmalıdır. TID'i için özellikle doğru modellerin tespit edilmesi önemlidir. Birçok model geliştirilmiştir. Bu noktada

ısı transfer koşullarının doğru olarak ortaya konması da önem ifade etmektedir [5].

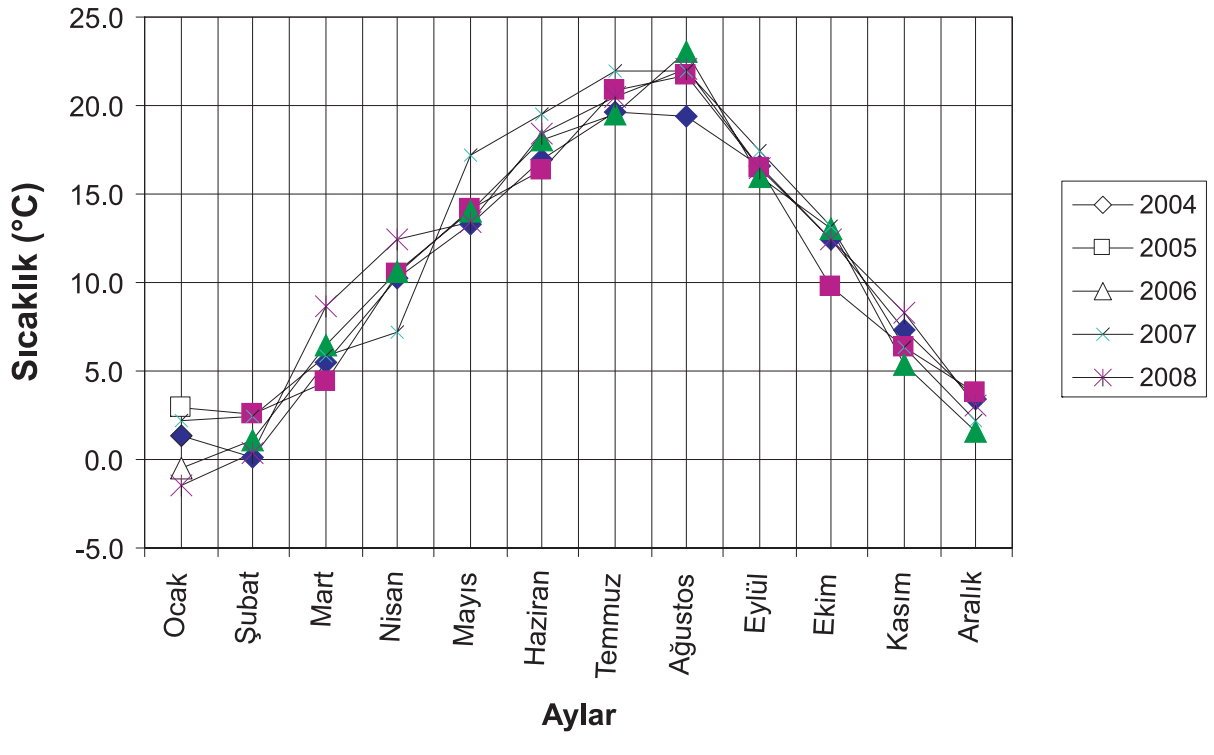
Literatürde toprak kaynaklı ısı pompaları ile ilgili pek çok çalışma mevcuttur [6-21].

Bu çalışmada yukarıda belirtilen ve belirtilmeyen diğer yayınlardaki birikimlerden de yararlanılarak, söz konusu sistemlerin Bolu özelinde ekonomik parametreleri ortaya konmuştur.

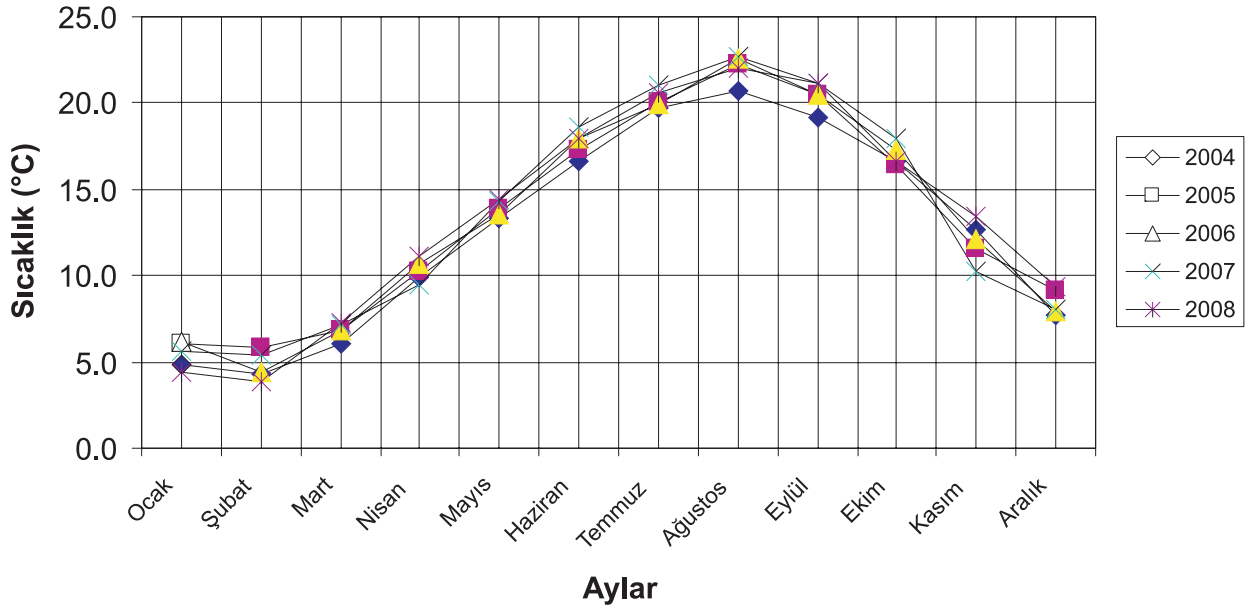
TOPRAK SICAKLIK ANALİZİ

Toprak yüzeyi ile toprağın derinliklerindeki sıcaklık farkından meydana gelen ısının değeri, toprağa döşenen boruların tasarımı için oldukça önemlidir.

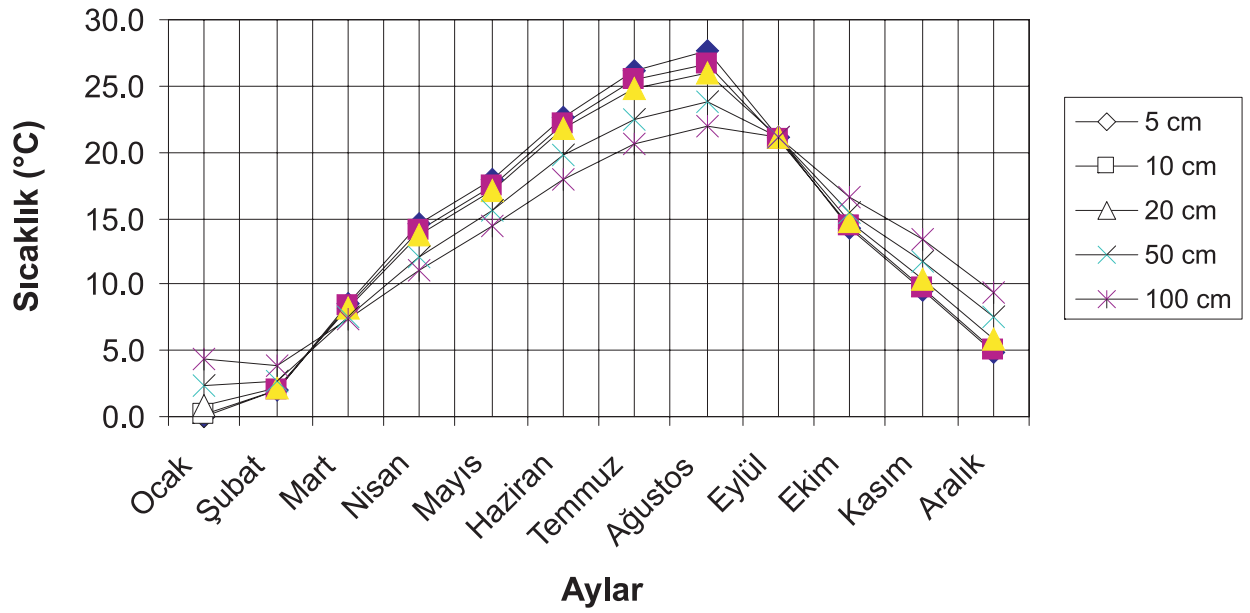
Bolu Meteoroloji Bölge Müdürlüğünden çeşitli derinliklerde toprak sıcaklıkları ve dış hava sıcaklıkları alınmıştır. Dış hava ve toprak sıcaklıklarının aylara göre değişimi Şekil 2, Şekil 3 ve Şekil 4'te verilmiştir. Buna göre Bolu için 2004-2008 yılları arasındaki ortalama dış hava sıcaklıkları: 10,5, 10,8, 10,7, 11,5, ve 11,2 °C olurken aynı dönemler için 1 metre derinlikteki ortalama toprak sıcaklıkları: 12,6, 13,3, 13,3, 13,5 ve 13,5 °C olarak elde edilmiştir.



Şekil 2. Bolu için 2004-2008 Yılları Dış Hava Sıcaklık Değişimi



Şekil 3. Bolu'da 1m Derinlikteki Toprak Sıcaklıklarının Yıllara Göre Değişimi

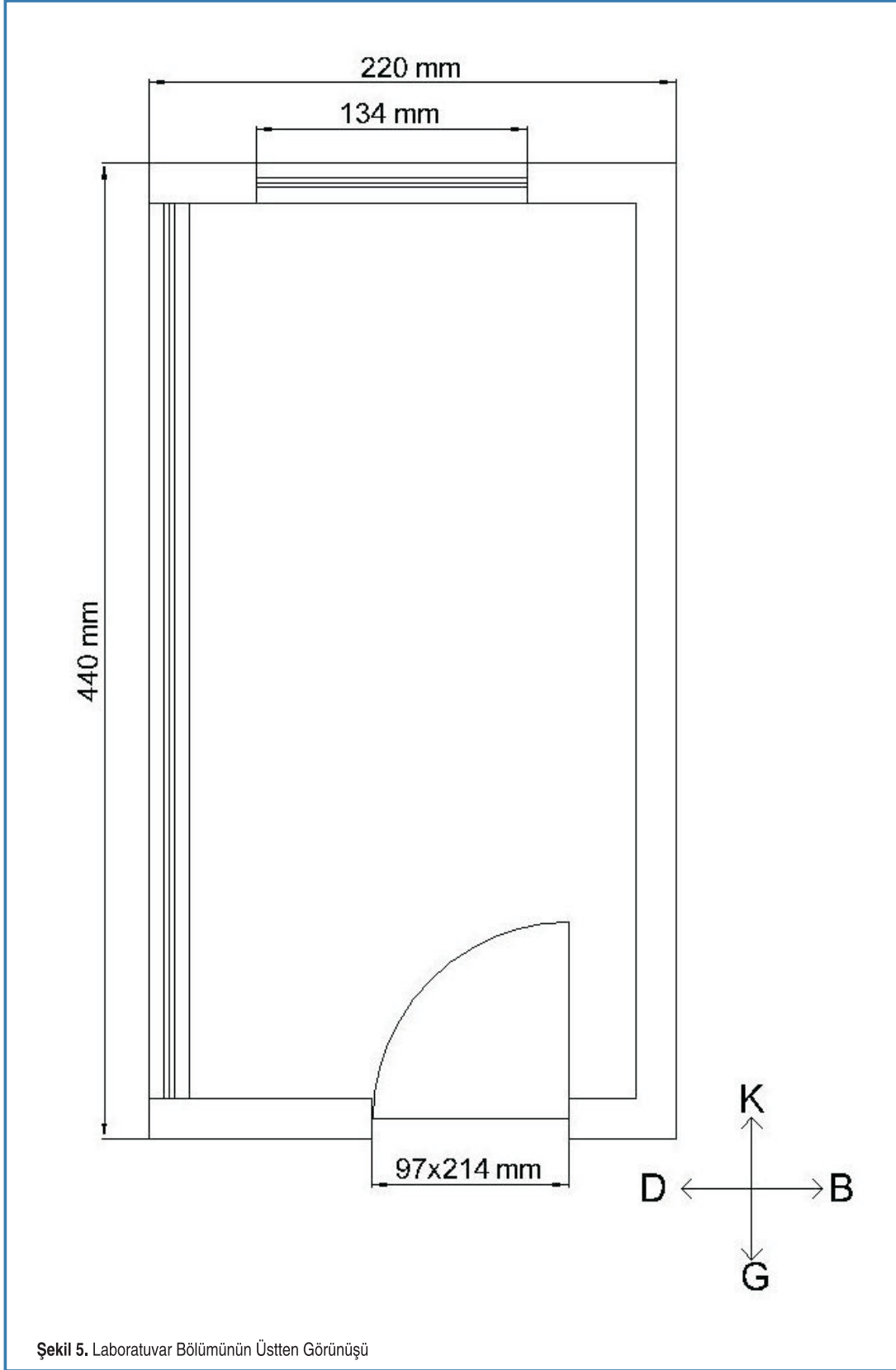


Şekil 4. Bolu İçin 2008 Yılı Farklı Derinliklerdeki Toprak Sıcaklığının Değişimi

PROJELENDİRME

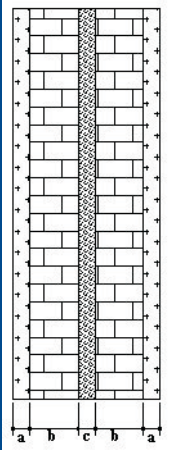
Toprak sıcaklıkları elde edildikten sonra ısı pompası sisteminin kurulacağı yerin ısıtma ve soğutma yüklerinin hesaplanması gerekmektedir. Proje kapsamında ısı pompası Şekil 5'te gösterilen fakültemizin Makina Mühendisliği

bölümüne ait laboratuvaradaki bir bölüme kurulması düşünülmektedir. Söz konusu bölümün dış duvar, iç duvar, döşeme ve tavanın yapısal özellikleri ile ısı iletim katsayılarının hesaplanması gerekmektedir. Dış duvar, iç duvar, döşeme ve tavan için Toplam Isı Geçiş Katsayıları için gerekli veriler ve hesaplamalar Tablo 1-3'te gösterilmiştir.



Tablo 1. Dış Duvarın Özellikleri ve Toplam Isı Geçiş Katsayısı

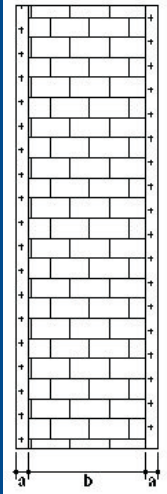
	Malzeme Cinsi	Kalınlık (d) (cm)	Isı İletim katsayısı (k)* W/mK
A	Dış Sıva (Kireç Harcı)	3	1
B	Düşey Delikli Tuğla	15	0,50
C	Poliüretan Köpük Levha	4	0,04
B	Düşey Delikli Tuğla	15	0,50
A	İç Sıva	3	0,35

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_a}{k_a} + \frac{d_b}{k_b} + \frac{d_c}{k_c} + \frac{d_b}{k_b} + \frac{d_a}{k_a} + \frac{1}{h_d}$$
$$\frac{1}{K} = 0,13 + \frac{0,03}{1} + \frac{0,15}{0,50} + \frac{0,04}{0,04} + \frac{0,15}{0,50} + \frac{0,03}{0,35} + 0,04$$
$$K = 0,53 W \ m^2 K$$


*: Ts 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları

Tablo 2. Tablo 2. İç Duvarın Özellikleri ve Toplam Isı Geçiş Katsayısı

	Malzeme Cinsi	Kalınlık (d) (cm)	Isı İletim katsayısı (k)* W/mK
A	İç Sıva	4	0,35
B	Düşey Delikli Tuğla	19	0,50
A	İç Sıva	4	0,35

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_a}{k_a} + \frac{d_b}{k_b} + \frac{d_a}{k_a} + \frac{1}{h_d}$$
$$\frac{1}{K} = 0,13 + \frac{0,04}{1,40} + \frac{0,19}{0,50} + \frac{0,04}{0,35} + 0,13$$
$$K = 1,15 W \ m^2 K$$


*: Ts 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları

Söz konusu bölümün döşeme ve tavan yapısının aynı cins malzemeden meydana geldiği kabul edilmiştir. Bölümün ısıtma yükü TS 2164 Kalorifer Tesisatı Projelendirme Kuralları'na göre yapılmıştır. Yapılan hesapların sonuçları Tablo 4'te verilmiştir.

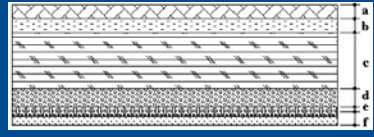
Bölümün ısıtma yükü Tablo 4'te de görüldüğü üzere 2,16 kW

olarak elde edilmiştir. Soğutma yükü ise ısıtma yükünün 1,25 katı alınarak bulunabilir [5,18,21]. Dolayısıyla odanın soğutma yükü de 2,7 kW olarak hesaplanmıştır.

Proje kapsamında kurulacak sistemin ısıtma ve soğutma durumu için tesisat şemaları Şekil 6 ve 7'de verilmiştir.

Tablo 3. Döşeme ve Tavanın Özellikleri ve Toplam Isı Geçiş Katsayısı

	Malzeme Cinsi	Kalınlık (d) (cm)	Isı İletim katsayısı (k)* W/mK
a	Mermer	2	3,50
b	Şap	3	1,40
c	Poliüretan Köpük Levha	4	0,04
d	Tesviye Şapı	12	2,10
e	Hafif Beton	2	0,14
f	İç Sıva	2	0,35



$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_a}{k_a} + \frac{d_b}{k_b} + \frac{d_c}{k_c} + \frac{d_d}{k_d} + \frac{d_e}{k_e} + \frac{d_f}{k_f} + \frac{1}{h_d}$$

$$\frac{1}{K} = 0,17 + \frac{0,02}{3,50} + \frac{0,03}{1,40} + \frac{0,04}{0,04} + \frac{0,12}{2,10} + \frac{0,02}{0,14} + \frac{0,02}{0,35} + 0$$

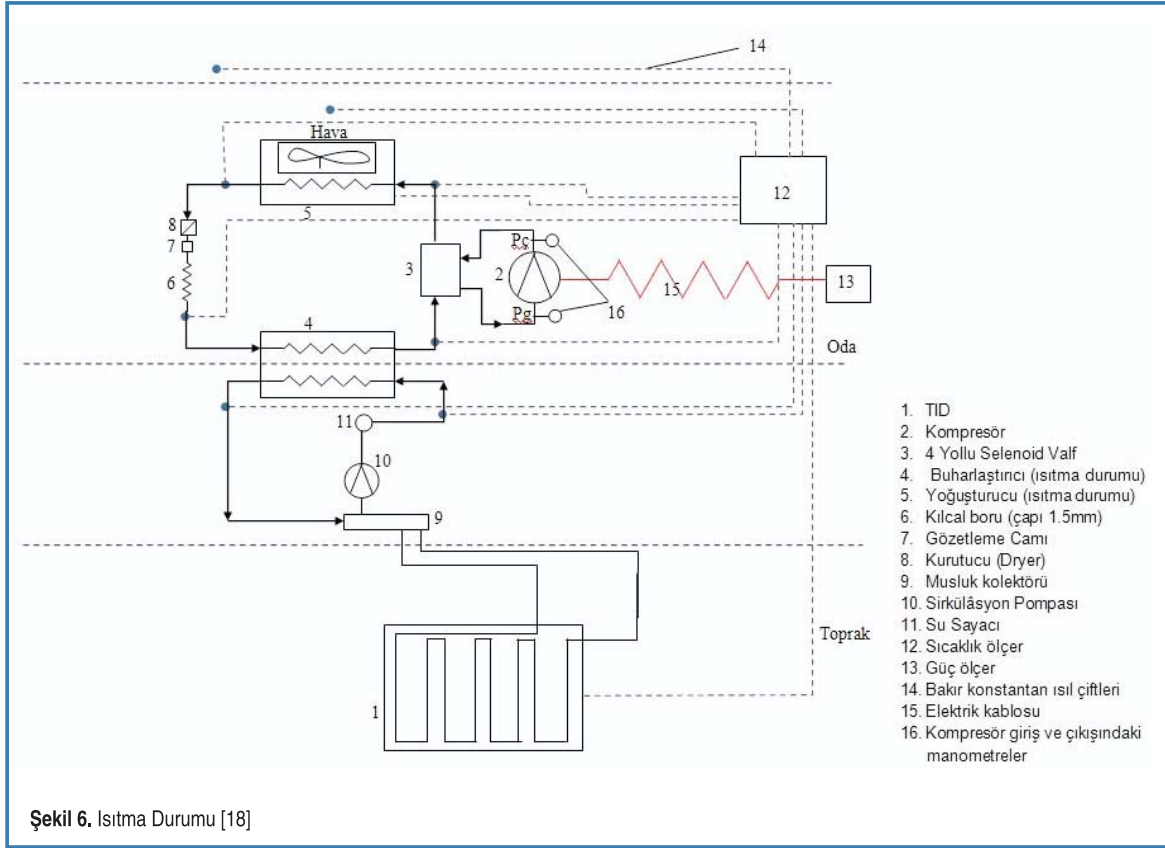
$$K = 0,69 \text{ W m}^2 \text{ K}$$

*: Ts 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları

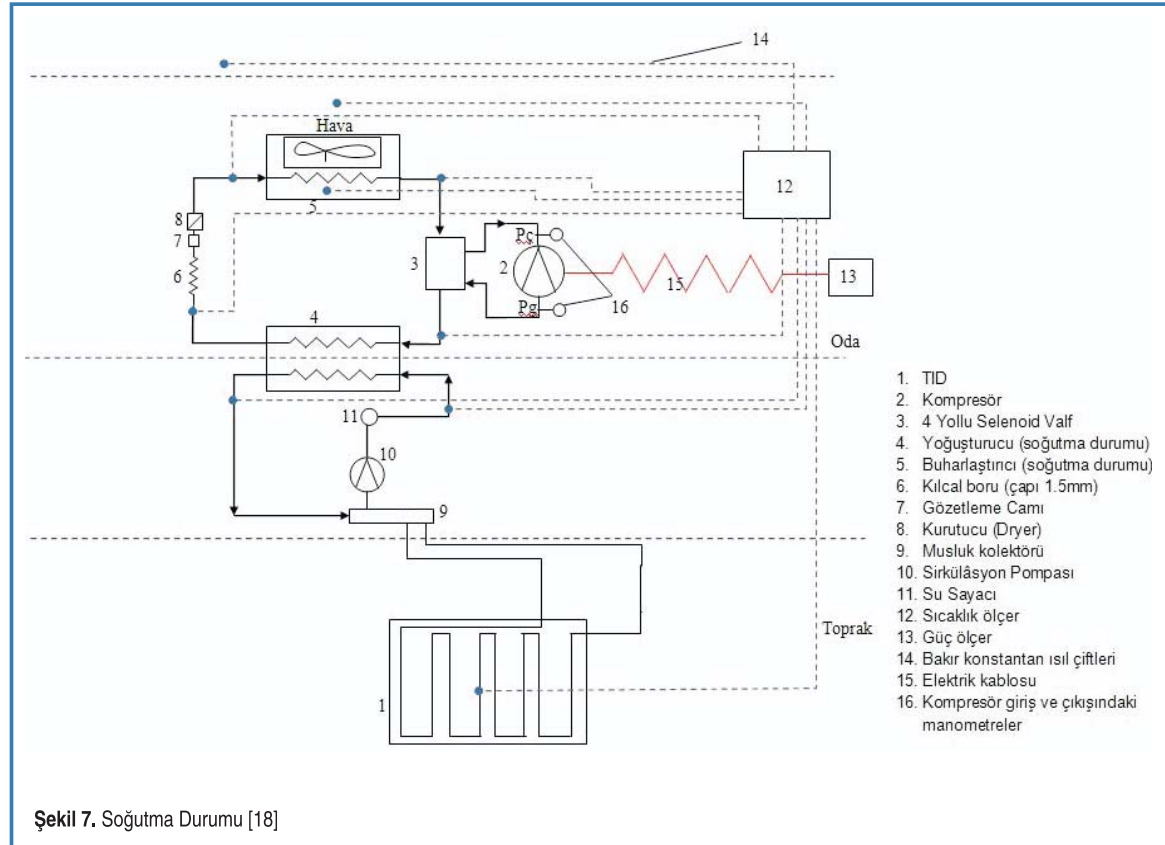
Tablo 4. Isı Kaybı Hesabı (TS 2164)

ODA		ISI KAYBI HESABI															Sayfa									
22 °C																	Kat									
																	Tarih									
																	zemin									
																	18/06/2009									
Yapı Bileşeni		Alan Hesabı				Isı Kaybı Hesabı				Zamlar			Hava Sızıntısı Isı Kaybı													
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesabına Giren Alan	Isı Geçirgen Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	Birleştirilmiş Artırım Katsayısı	Kat Yükseklik	Yön	Toplam	İletimsel Isı Kaybı	Hava Sızdırma Katsayısı	Pencere veya Kapıların Açılan Kısımlarının Çevresel Uzunluğu	Oda Durum Katsayısı	Bina Durum Katsayısı İçin Düzeltme Sayısı	Bina Durum Katsayısı	Düzeltilmiş Bina Durum Katsayısı	İç ve Dış Sıcaklık Farkı	Her İki Dış Duvarında Pencere Olması Durumunda Katsayısı	Hava Sızıntısı Isı Kaybı	Toplam Isı İhtiyacı
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	W/m ² .K	K		%	%	%	1+%	W									W	W
ÇCP	K		1,34	1,32	1,77	1		1,77	3,60	37	235,6					263,9	1,5	3,98	0,9	1	2,43	2,43	37	1	134,2	398,0673
DD	K	40	2,20	3,60	7,92	1	1,77	6,15	0,53	37	120,6					135,1						0,00			0,0	135,0737
ÇCP	D		4,40	3,60	15,84	1		15,84	2,60	7	288,3					322,9						0,00			0,0	322,8826
İK	G	5	0,97	2,14	2,08	1		2,08	3,50	7	50,9	7	0	5	1,12	57,0	40	5,25	0,9	1	2,43	2,43	7	1	893,0	949,9850
İD	G	23	2,20	3,60	7,92	1	2,08	5,84	1,15	7	47,0					52,7						0,00			0,0	52,6534
İD	B	23	4,40	3,60	15,84	1		15,84	1,15	7	127,5					142,8						0,00			0,0	142,8134
DÖ		26	2,20	4,40	9,68	1		9,68	0,69	17	113,5					127,2						0,00			0,0	127,1720
TA		26	2,20	4,40	9,68	1		9,68	0,69	4	26,7					29,9						0,00			0,0	29,9228
TOPLAM								66,87			1010,1														2158,5702	

(*) ÇCP: Çift Camlı Pencere, DD: Dış Duvar, İK: İç Kapı, İD: İç Duvar, DÖ: Döşeme, TA: Tavan. (**) K: Kuzey, G: Güney, D: Doğu, B: Batı



Şekil 6. Isıtma Durumu [18]



Şekil 7. Soğutma Durumu [18]

SİSTEM ELEMANLARININ SEÇİMİ

Sistemde soğutucu akışkan olarak performans değerleri yüksek olan ve soğutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılan R134a kullanılacaktır [22].

Sistemi meydana getiren cihaz ve teçhizatların kapasitelerini ve miktarlarını belirlemek için Solvay Fluor firmasının hazırladığı *Solkane Refrigerant Software* programı kullanılmıştır. Programda soğutucu akışkan için R134a seçilip, gerekli soğutma yükü 2,7 kW, evaporatör sıcaklığı -15°C, kondenser sıcaklığı 45°C değerleri [5] girilerek programdan elde edilen veriler Şekil 8-11'de verilmiştir. Programdan elde edilen entalpi değerleri ve ısıtma ve soğutma durumu için soğutucu akışkan miktarları da yandaki sütunda verilmiştir:

$$h_1 = 389,56 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} = 430,43 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_3 = 440,65 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 263,90 \text{ kJ/kg}$$

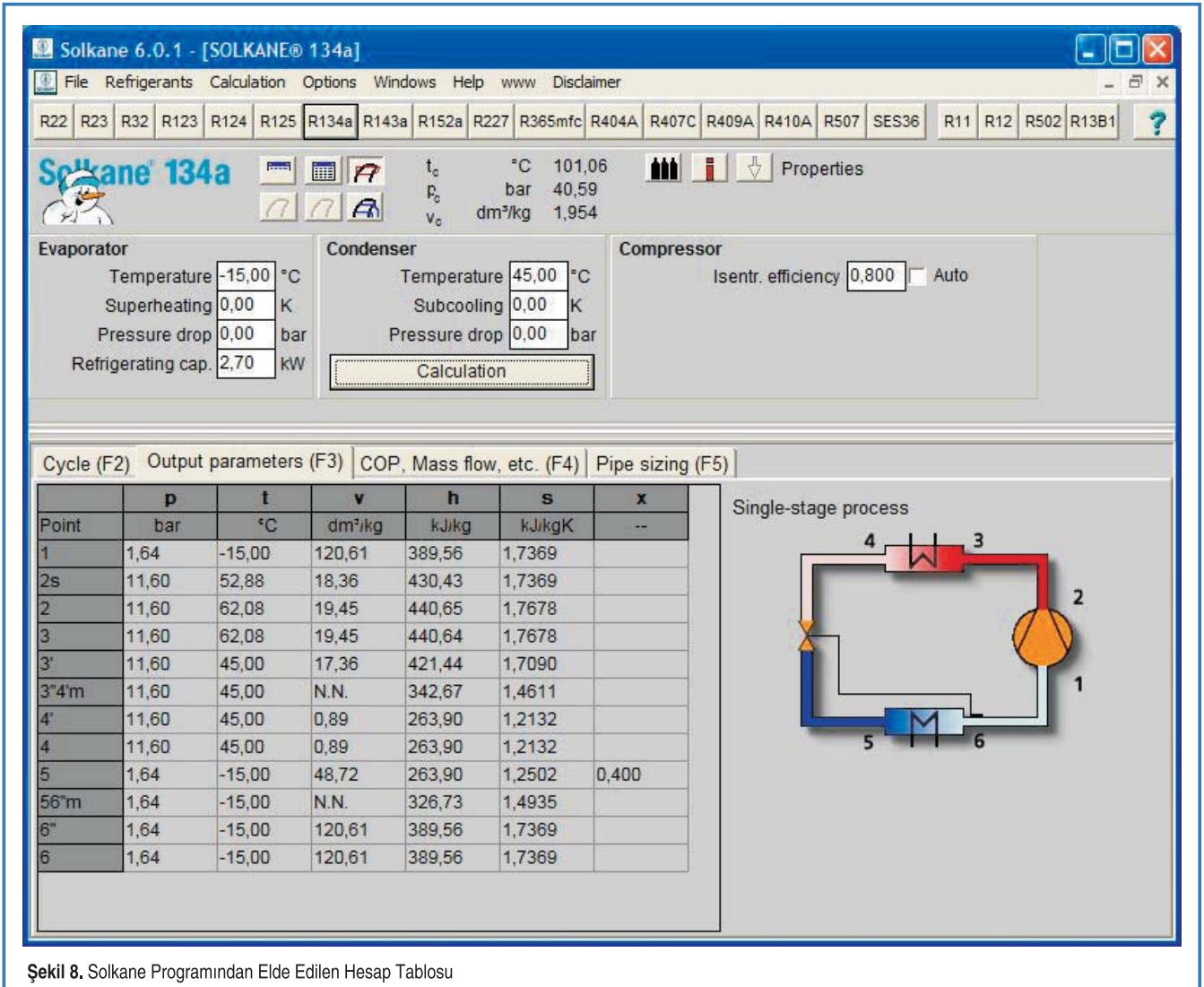
$$h_5 = 263,90 \text{ kJ/kg}$$

Soğutma için R134a debisi:

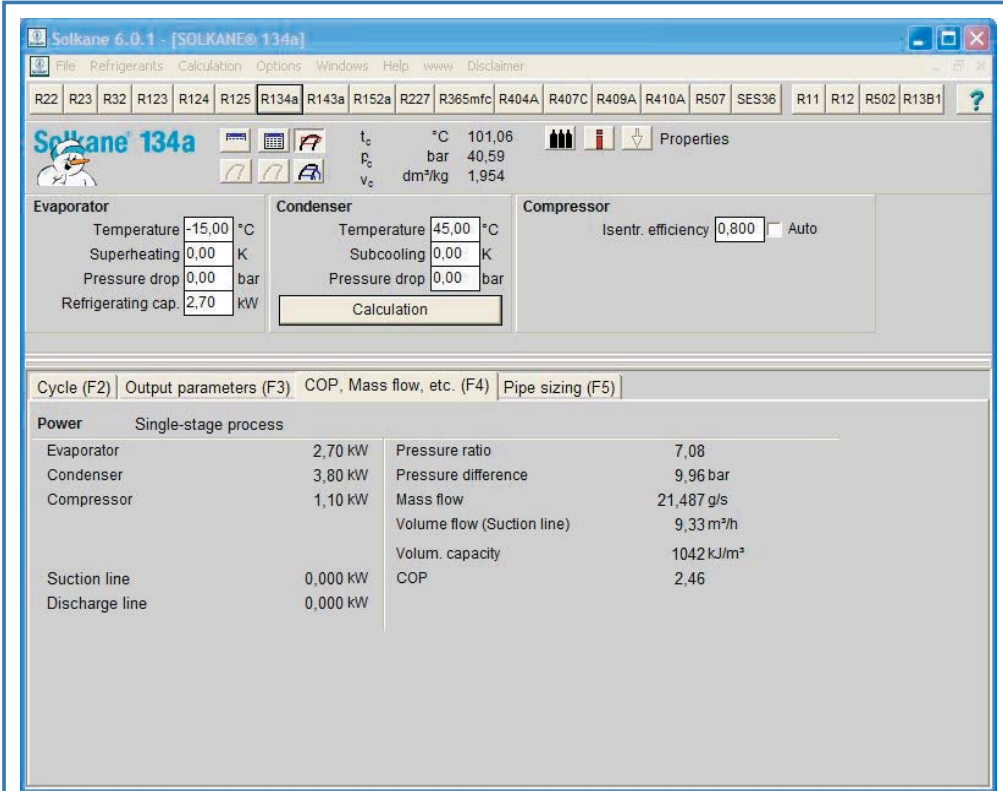
$$\dot{m}_{s-A} = 21,487 \text{ g/s} = 0,021487 \text{ kg/s}$$

Isıtma durumu için R134a debisi:

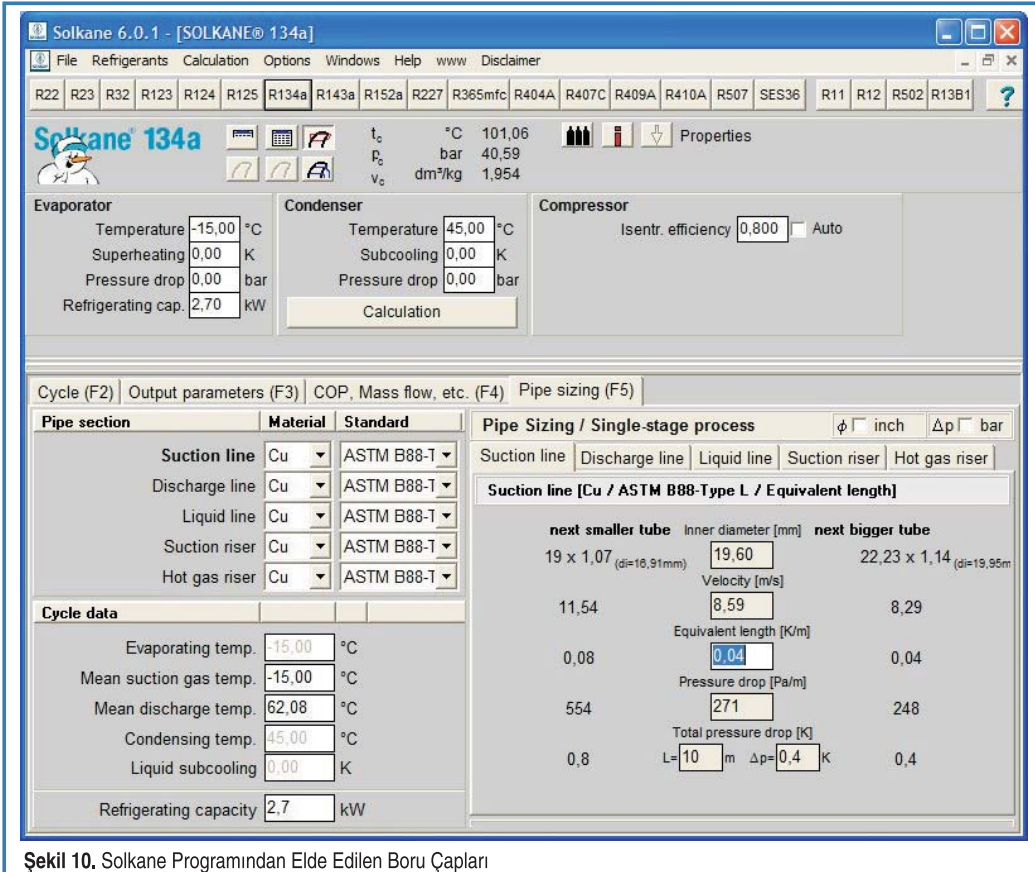
$$\dot{m}_{s-A} = \frac{Q}{h_3 - h_4} = \frac{2,16}{440,65 - 263,90} = 0,01222 \text{ kg/s} \quad (1)$$



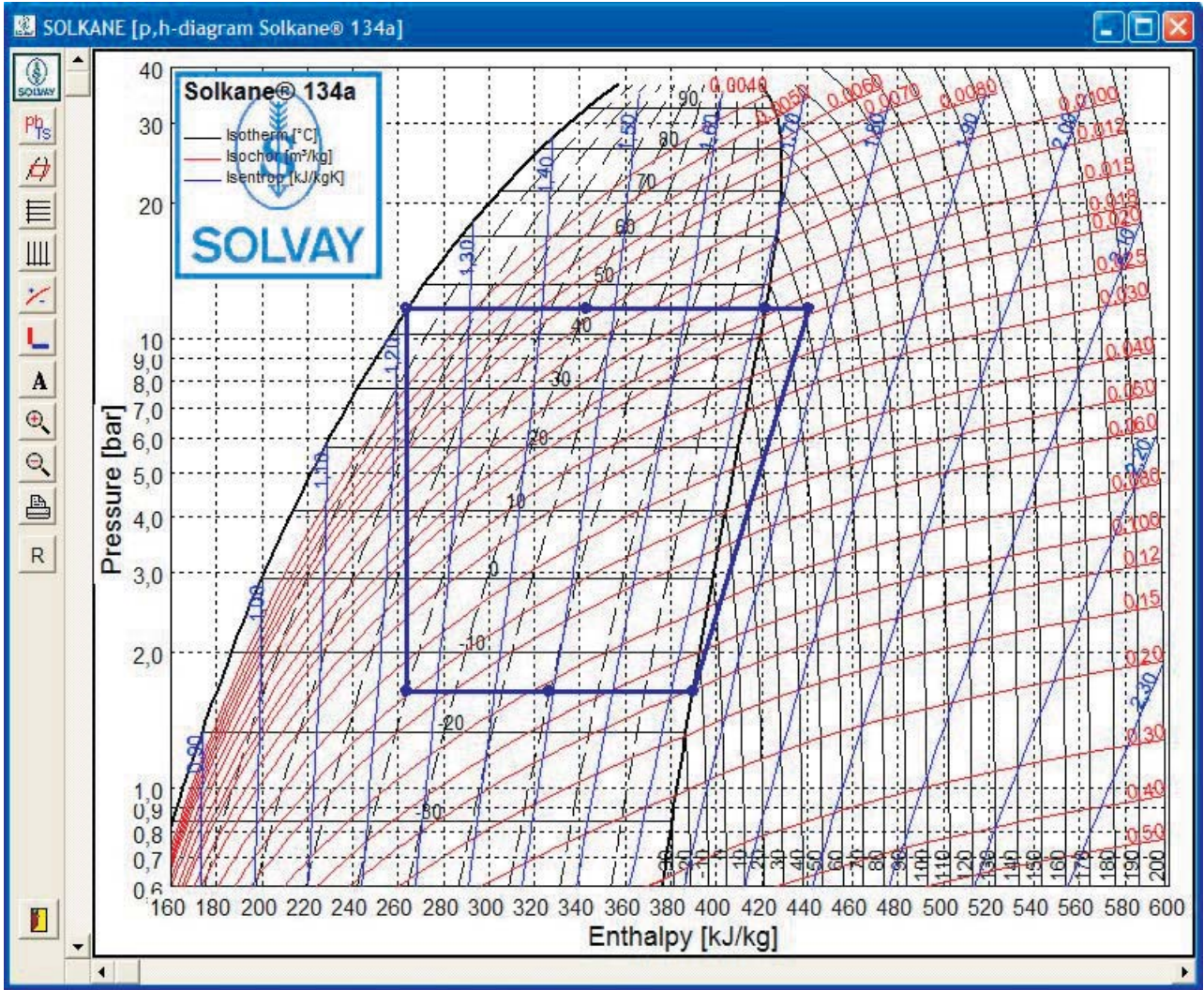
Şekil 8. Solkane Programından Elde Edilen Hesap Tablosu



Şekil 9. Solkane Programından Elde Edilen Kapasite Değerleri



Şekil 10. Solkane Programından Elde Edilen Boru Çapları



Şekil 11. Log Ph Diyagramı

Yoğuşturucudan geçen hava miktarı:

$$Q_y = m_{hava} C_{hava} \Delta T_{hava} \Rightarrow m_{hava} = \frac{Q_y}{C_{hava} \Delta T_{hava}} = \frac{2,16}{1,004(40-35)} = 0,430 \text{ kg/s} \quad (2)$$

Buharlaştırıcıda salamuradan çekilecek ısı miktarı ise:

$$Q_{ES-A} = m_{s-A} (h_4 - h_3) = 0,01222 \cdot (389,56263,90) = 1,535 \text{ kW} \quad (3)$$

olarak hesaplanır. Soğutucu akışkanın evaporatörde çektiği ısı (Q_{ES-A}) salamuranın verdiği ısıya (Q_{ESA}) eşittir ($Q_{ES-A} = -Q_{ESA}$). Salamura %25 antifrizli (Propilen glikol) su karışımı olarak ve özgül ısı değeri de 3,7 kJ/kgK alınmıştır [5]. Buna göre gerekli salamura debisi de aşağıda verildiği gibi hesaplanmıştır.

$$Q_{ES-A} = |m_{SA} C_{SA} \Delta T| \quad (4)$$

$$m_{SA} = \frac{Q_{ES-A}}{C_{SA} \Delta T} = \frac{1,535}{3,7 * 5} = 0,083 \text{ kg/s} \quad (5)$$

Isıtılan alana ait buharlaştırıcı ısı akısı

$$q_b = \frac{Q_{ES-A}}{A_0} \quad (6)$$

ifadesi ile bulunur. A_0 ısıtılan odanın alanıdır. Buna göre buharlaştırıcı ısı akısı:

$$q_b = \frac{1,535}{4,4,2,2} = 0,1586 \text{ kW/m}^2\text{K} = 158,6 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (7)$$

elde edilir.

Bolu için topraktan en fazla $q_g = 25 \text{ W/m}^2$ lik ısı çekilebildiği kabul edildiğinden, TID'nin döşeneceği toprak alanı uyum faktörü ile odanın alanı çarpılarak elde edilir. Uyum faktörü aşağıdaki gibi bulunur [5]:

$$f_t = \frac{q_b}{q_g} = \frac{158,6}{25} \approx 6 \quad (8)$$

Buna göre gerekli toprak alanı:

$$A_g = A_o f_t = (4,4 \times 2,2)6 = 58,08 m^2$$

olarak hesaplanır.

TID deki boru açıklığı 0,6 m²/m seçilirse gerekli boru uzunluğu [5]:

$$L_t = \frac{\text{Gerekli Toprak Alanı}}{\text{Boru Açıklığı}} = \frac{58,08}{0,6} = 96,8m \quad (9)$$

olarak elde edilir.

EKONOMİK DEĞERLER

Sistemde kullanılan cihazlar, teçhizatlar ve diğer hizmet alımlarının isim ve bedelleri Tablo 5-7'de verilmiştir.

Tablo 5. Sistemde Kullanılan Teçhizatların Fiyat Listesi

Malzemenin Adı ve Özellikleri	Adet – miktar	Birim Fiyat(€)	Tutarı (€)
Kompresör	1	510,00	510,00
Yoğuşturucu + Fan	1	120,00	120,00
Genleşme Valfi + orifis	1	30,50	30,50
Buharlaştırıcı (Plakalı Eşanjör)	1	45,00	45,00
Kurutucu	1	21,00	21,00
Dört Yollu Selenoid Valf	1	39,00	39,00
Sirkülasyon Pompası	1	48,23	48,23
Su Sayacı	1	43,23	43,23
Presostat	3	36,00	108,00
Manometre	3	15,65	46,95
Bakır Isıl Çiftler	10	63,00	630,00
Veri Kaydedici (Datalogger)	1	3523,23	3523,23
Pensampermetre	1	767,69	767,69
Termostat	1	25,91	25,91
Dijital Termometre	2	30,82	61,64
Nem Sensörü	1	80,00	80,00
Makine ve Teçhizat Toplamı			6100,38
KDV (%18)			1098,07
GENEL TOPLAM			7198.45

Tablo 6. Sistemde Kullanılan Sarf Malzemelerinin Fiyat Listesi

Malzemenin Adı ve Özellikleri	Adet	Birim Fiyat(€)	Tutarı (€)
Gözetleme Camı	1	11,50	11,50
Soğutucu Akışkan (13,6 kg)	2	106,70	213,40
Antifriz (200 kg)	1	246,59	246,59
Plastik Boru (m)	160	0,83	132,80
Bakır Boru (1kg)	28	10,43	292,11
Bakır Boru İzolasyonu (2m'lik)	11	1,71	18,81
Bakır Boru Dirseği	14	1,18	16,52
Küresel Vana	10	3,08	30,82
Prinç Kolektör	3	6,87	20,61
Sarf Malzemesi Toplamı			983,16
KDV (%18)			176,97
GENEL TOPLAM			1160,13

Tablo 7. Hizmet Alımlarının Bedelleri

Hizmet Alımları			
Malzemenin Adı ve Özellikleri	Adet - m ³	Birim Fiyat	Tutarı (€)
Montaj ve elektriksel donanımlar	1	358,60	355,65
Hafriyat	140	1,18	165,20
Hizmet Alım Toplamı			520,85
KDV (%18)			93,75
GENEL TOPLAM			614,60

Tablo 8. Bütçe Detayı

Harcama Kalemi	Bedeli (€)
Temel Cihazlar	7198,45
Sarf Malzemeleri	1160,13
Hizmet Alımları	614,60
GENEL TOPLAM	8973,18

Sistemin genel bütçesi ise Tablo 8'de belirtilmiştir.

Bu sistemin birim enerji maliyetini bulmak için öncelikle yatırım maliyetinin bir yıla karşılık gelen kısmını (C_y) bulmamız gerekir. Bu miktar aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak elde edilir.

$$C_y = I \left(\frac{f(1+f)^n}{(1+f)^n - 1} \right) \quad (10)$$

Burada:

I: sistemin bugünkü değeri: 8973,18 €

n: sistemin ömrü: 30 yıl

f: faiz oranı: %5

Gerekli değerler yukarıdaki eşitlik de yerine konursa:

$$C_y = 8973,18 \left[\frac{0,05(1+0,05)^{30}}{(1+0,05)^{30} - 1} \right] = 584 \text{ €/yıl} \quad (11)$$

Yıllık işletme giderleri için önce sistemde kullanılan cihazların güçleri ve toplam güç:

Kompresör gücü : 1,766 kW

Sirkülasyon pompa gücü : 0,088 kW

Kondenser fanının gücü : 0,160 kW

Toplam güç : 2 kW

olarak elde edilir

Bu durumda yıllık işletme maliyeti için:

$$C_i = 2 \text{ kW} * 12 \text{ saat} * 365 \text{ gün} * 0,077 \text{ €/kWh} = 674,5 \text{ €/yıl}$$

Toplam yıllık maliyet:

$$C_T = C_y + C_i = 584 + 674,5 = 1258,5 \text{ €/yıl}$$

Birim üretim başına düşen yatırım maliyeti:

$$c_y = [584 / ((2,7 * 12 * 365 / 2) + (2,16 * 12 * 365 / 2))] * 100 = 5,49 \text{ Euro} \\ \text{€/kWh} \approx 7,9 \text{ USA} \text{ €/kWh}$$

Birim üretim başına düşen işletme maliyeti:

$$c_i = [674,5 / ((2,7 * 12 * 365 / 2) + (2,16 * 12 * 365 / 2))] * 100 = 6,35 \\ \text{Avro} \text{ €/kWh} \approx 9,12 \text{ USA} \text{ €/kWh}$$

Birim üretim başına düşen toplam maliyet:

$$c_T = c_y + c_i = 5,49 + 6,35 = 11,84 \text{ Euro} \text{ €/kWh} \approx 17 \text{ USA} \text{ €/kWh}$$

SONUÇ

Isı pompasının ülkemizde yaygınlaşmamasının önemli nedenlerinden biri maliyetlerin yüksek olmasıdır. Isı pompaları kullanılarak üretilen ısının birim maliyeti yatırım için yaklaşık 7,9 USA €/kWh iken işletme maliyeti ise 9,12 USA €/kWh olarak hesaplanmıştır. İşletme maliyeti açısından bakıldığında bu değer fueloil yakıt ile üretilen ısının maliyetine eşit olmakla birlikte, dizel kullanılarak üretilen ısının maliyetinden düşük olmakta; buna karşılık doğal gaz ve jeotermal esaslı kaynaklardan üretilen ısının maliyetinden [23] de yüksek olmaktadır.

Isı pompası sistemlerinde en önemli gider elektrik enerjisi olmaktadır. Bu durumda Isı pompasına sağlanan elektriğin daha düşük fiyattan sunulması ve düşük faizli kredi olanakları bu sistemlerin yaygınlaşması noktasında faydalı olabilecektir. Ayrıca ısı pompalarının kullandığı elektrik enerjisinin termik santralinden sağlanması durumunda çevre ile olan ilişkisinin [24] değerlendirilmesi de önem ifade etmektedir.

KAYNAKÇA

1. Karşlı, S., Kaya, M., Erdoğan, S. ve Çomaklı, Ö. 2007. Erzurum İlinde Jeotermal Kaynaklı Isı Pompalarının Kullanımı, ULIBTK'07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kong., 30 Mayıs-2 Haziran, Kayseri, S. 745-752.
2. Özyurt, Ö., Bakırcı, K., Ekinci, D. A., Çomaklı, K. 2007. Erzurum'da Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Deneysel

- İncelenmesi,” ULIBTK'07 16. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kong., 30 Mayıs-2 Haziran, Kayseri, S. 847-853.
3. **Ersöz, İ.** 2000. “Toprak Kaynaklı Isı Pompası İle Bir Hacmin Soğutulması,” Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
 4. **M.T.A.** 2005. Türkiye Jeotermal Kaynakları Envanteri, Ankara.
 5. **Esen, H., İnallı, M. ve Esen, M.** 2003. “Yatay Toprak Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Deneysel Uygulaması,” Müh. ve Makina, 523, Ağustos.
 6. **Süzer, B.** 2001. Toprak Kaynaklı Isı Pompası İle Hava Kaynaklı Isı Pompasının Tekno-Ekonomik Açından Karşılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
 7. **Kavanaugh, S.** 1989. Design Considerations For Ground And Water Source Heat Pumps In Southern Climates, Ashrae-Transactions, 1, 95, 1193-1149.
 8. **Patlar, Ö.** 2006. “Toprak Kaynaklı Isı Pompalarında Ekserji Analizi,” Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üni. Fen Bilim. Ens.
 9. **Ataman, H.** 1991. “Toprak Kaynaklı Bir Isı Pompası Tesisinin Tasarımı ve Optimizasyonu,” Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü.
 10. **Healy, P. F. and Uğursal, V. I.** 1997. “Performance And Economic Feasibility Of Ground Source Heat Pumps In Cold Climate,” International Journal Of Energy Reasearch, 21, 857-870.
 11. **Petit, P. J., Meyer, J. P.** 1998. “Economic Potential Of Vertical Ground-Source Heat Pumps Compared To Air-Source Air Conditioners In South Africa,” Energy J., 23, No.2, 137-143.
 12. **Demir, H., vd.,** 2009. “Heat Transfer of Horizontal Parallel Pipe Ground Heat Exchanger and Experimental Verification,” Applied Thermal Engineering, 29, 224-233.
 13. **Kavanaugh, S.P.** 2001. Energy Use OF Pumping Options For Ground-Source Heat Pumps, Ashrae-Transactions, 1, 589-599.
 14. **Katsura, T., vd.,** 2008. “Method of Calculation of the Ground Temperature For Multiple Ground Heat Exchangers,” Applied Thermal Eng., 28, 1995-2004.
 15. **Kara, Y., Ali,** 1999. “Düşük Sıcaklıktaki Jeotermal Kaynakların Isı Pompası Yardımıyla Bina Isıtımında Kullanımı,” Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
 16. **Ayyıldız, İ.** 1996. “Jeotermal Atık Su Kullanan Buhar Sıkıştırılmalı Bir Isı Pompasının Simülasyon Modeli İle Kararlı Rejimdeki Performans Özelliklerinin Bulunması,” Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
 17. **Hepbaslı, A., Akdemir, O.** 2004. “Energy And Exergy Analysis of A Ground Source (Geothermal) Heat Pump System,” Energy Conversation and Management, 45, 737-753.
 18. **Esen, H.** 2002. “Toprak Kaynaklı Isı Pompası Performansına Etki Eden Parametrelerin Araştırılması,” Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Ens.
 19. **Hepbaslı, A.** 2005. “Thermodynamic Analysis of a Ground-Source Heat Pump System for District Heating,” IJER, 29, 671-687.
 20. **Hepbaşlı, A. vd.,** 2007. “Exergoeconomic Analysis of Geothermal District Heating Systems: A Case Study,” App. Therm., Eng., 27, 1303-1310.
 21. **Ersöz, İ.** 2000. “Toprak Kaynaklı Isı Pompası ile Bir Hacmin Soğutulması,” Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
 22. **ASHRAE,** Refrigerants, ANSI/ASHRAE Standardı, 19, 2005.
 23. **Çamdalı, Ü., Tunçel, E.** “Economic Analysis of Horizontal Ground Source Heat Pumps (GSHPs) for Use in Heating And Cooling in Bolu, Turkey, Energy Sources, Part B (Kabul edildi).
 24. **Kılış, B.** 2009. “Enerji Verimliliğinde Enerjinin Niteliği ve Niceliği,” 1. Ulusal Enerji Verimliliği Forumu, 15-16 Ocak, İstanbul.