

# Toprak Isı Değiştiricisi Uzunluğunun Kondenser Sıcaklığı ile Değişimi Üzerine Deneysel Çalışma

Havva Ceylan

## ÖZ

Bu çalışmada, toprak kaynaklı ısı pompalarında (TKIP) kondenser sıcaklığının toprak ısı değiştiricisinin (TID) uzunluğuna ve ısı pompasının performans katsayısına (COP) etkisi dört farklı soğutucu akışkan (R134a, R407C, R4010A ve R404A) için soğutma periyodunda incelenmiştir. TID ile toprağa ısı aktarımı deneysel olarak incelenirken, TID ile bağlantılı olarak çalıştığı varsayılan ısı pompası ile ilgili hesaplar teorik olarak yapılmıştır. Toprağa ısı aktarımı için Tekirdağ'ın Çorlu ilçesinde toprak altına yatay serme yöntemiyle gömülen 36 m polietilen TID kullanılmıştır. İçine kendinden kanatlı bakır borulu bir serpantin yerleştirilen su tankı ise ısı pompasının kondenserini temsil etmek üzere yerleştirilmiştir. Su tankı sıcaklığı değiştirilerek farklı TID giriş sıcaklıkları elde edilmiştir. TID giriş, çıkış sıcaklıkları ve toprak sıcaklığı uygun probalar kullanılarak ölçülmüş ve tüm veriler data-logger yoluyla kaydedilmiştir. 1kW soğutma yükü için buhar sıkıştırımlı ısı pompasının COP değeri ve TID uzunluğu toprağa aktarılan ısı miktarı kullanılarak hesaplanmıştır. Isı pompasının kondenser sıcaklıkları farklı tank sıcaklıklarında deneysel olarak elde edilmiş olan ortalama TID su giriş sıcaklıkları kullanılarak belirlenmiştir.

Elde edilen sonuçlardan, kondenser sıcaklığı arttıkça kompresör gücünün arttığı ve buna karşılık TID uzunluğunun azaldığı görülmüştür. İncelenen soğutucu akışkanlar arasında en büyük performans katsayısı (COP) ve en küçük boru uzunluğu R134a için elde edilmiştir. TID su giriş sıcaklığı 31.34 °C'den 39.54 °C'ye arttığında R134a için kompresör gücündeki artış %38, boru boyundaki azalma ise %48 olarak bulunmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Toprak ısı eşanjörü, kondenser sıcaklığı, su giriş ve çıkış sıcaklığı

## Experimental Study on the Change of Ground Heat Exchanger Length with Condenser Temperature

### ABSTRACT

In this study, the effect of the condenser temperature to the length of the ground heat exchanger (TID) and the performance coefficient (COP) of the heat pump in the ground source heat pumps (TKIP) was investigated for four different refrigerants (R134a, R407C, R4010A and R404A) in the cooling period. While the heat transfer to the soil by TID is experimentally examined, the calculations related to the heat pump assumed to operate in connection with TID have been theoretically done. For the rejection of heat to the soil, a 36 m polyethylene TID embedded in underneath the soil in the Çorlu district of Tekirdağ was used. A water tank, in which a self-finned copper tube coil placed, was installed to represent the condenser of the heat pump. Different TID inlet temperatures were obtained by changing water tank temperature. The TID input and output temperatures, as well as the soil temperature, were measured using appropriate probes and all data were recorded using a data logger. The COP value of the vapor compression heat pump and the TID length for 1kW cooling load were calculated using the amount of heat transferred to the soil. The condenser temperatures of the heat pump were determined using the average TID water inlet temperatures experimentally obtained at different tank temperatures.

From the obtained results, it is seen that as the condenser temperature increases, the compressor power increases whereas the TID length decreases. The highest performance coefficient (COP) and the smallest pipe length were obtained for R134a among the examined refrigerants. When the water inlet temperature to TID was increased from 31.34 °C to 39.54 °C, it was found that the increase in compressor power was 38% and the decrease in pipe length was 48% for R134a.

**Keywords:** Ground heat exchanger, condenser temperature, water inlet and outlet temperature

---

Geliş/Received : 22.12.2016  
Kabul/Accepted : 08.06.2017

<sup>1</sup> Namık Kemal Üniversitesi, Çorlu Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Tekirdağ - hakdeniz@nku.edu.tr

## 1. GİRİŞ

Toprak - su kaynaklı ısı pompası teknolojisi yeryüzünün belirli bir derinliğinde sıcaklığın yıl içinde nispeten sabit kalması gerçeğine dayanmaktadır. Bahsedilen derinlikte toprak tabakası, kışın yeryüzünün altında veya yeraltı sularında depolanmış ısının binaya, yazın bina içindeki ısının yeraltına taşınmasında doğanın bize verdiği bu avantajı kullanır. Kısaca yer altı; kışın bir ısı kaynağı, yazın ise bir ısı çukuru olarak davranmaktadır [1].

Soğutma mevsiminde ısı, toprak kaynaklı ısı pompalarının temel elemanı olan toprak ısı değiştiricileri kullanılarak toprağa aktarılır. Isı pompasının performansı üzerinde etkili olan TID'nin boyutlandırılması çok sayıda parametreye bağlıdır. TID'nin gömme derinliği, borular arasındaki mesafe, boru çap ve uzunluğu, çalışma akışkanının debisi gibi farklı parametreler literatürde [2-7] incelenmiştir. Benazza vd. [2], üç boyutlu sayısal simülasyon gerçekleştirerek termal iletkenliğin ve geometrik parametrelerin ısı eşanjörü verimliliğine etkisini araştırmıştır. Esen vd. [3], 1m ve 2 m derinliğe yerleştirilmiş iki yatay toprak ısı eşanjörünün enerji ve ekserji verimlerini derinliğin fonksiyonu olarak ısıtma sezonunda incelemiştir. Sonuçlar, yüksek toprak sıcaklığında yüksek enerji ve ekserji verimi elde edildiğini göstermiştir. Congedo vd. [4], üç farklı yatay ısı eşanjörünün enerji davranışını farklı geometrik (çap, borular arası mesafe, derinlik gibi) ve fonksiyonel değişkenler (su hızı, toprak ısı iletkenliği vb.) için CFD bilgisayar simülasyonunu kullanarak incelemiştir. Naili vd. [5, 6] tarafından, toprak ısı değiştirgecindeki su debisinin soğutma sezonunda toprağa verilen ısı miktarı üzerindeki etkisi incelenmiş olup, 25 m boru uzunluğunda optimal debi 0.12 kg/s olarak bulunmuştur. Fontainea vd. [7], kuzey yarım kürede binalar altındaki donmuş toprağın çözülmesini engellemek için kullanılan yatay toprak ısı eşanjörünün uzunluk, derinlik ve borular arası mesafenin değiştirilmesi durumundaki performansını yeni bir analitik model kullanarak incelemişlerdir. Sonuçlara göre; ısı eşanjörünün uzunluğu arttıkça, kontrol noktasındaki maksimum sıcaklık da artmış, sabit bir uzunluk için, borular arasındaki mesafenin azalması, borular arasındaki etkileşim nedeniyle kontrol noktası maksimum sıcaklığını düşürmüştür. Benzer şekilde, artan derinlik (D), yüzey ile etkileşimin azalması nedeniyle kontrol noktası maksimum sıcaklığını düşürmüştür.

Ayrıca, TID çıkış sıcaklığı sistem performansını en iyi gösteren parametre olarak görülmektedir [8-10]. Montagud vd. [8] tarafından toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji performansı beş yıllık çalışma boyunca deneysel olarak ve 25 yıl boyunca GLHEPRO yazılımı kullanılarak incelenmiştir. Bu çalışmada, TID'den gelen ortalama dönüş suyu sıcaklığı eşanjör performansını en iyi temsil eden parametre olarak seçilmiş ve 5 yıllık çalışma boyunca her yılın başlangıcında 17 °C'de kaldığı gözlemlenmiştir. 25 yıllık analizde, topraktan dönüş sıcaklığının ilk beş yıl için 0.7K ve 25 yılın sonunda ise 1.12 K arttığı bulunmuştur. Bu durum, toprağın kendini yenileme



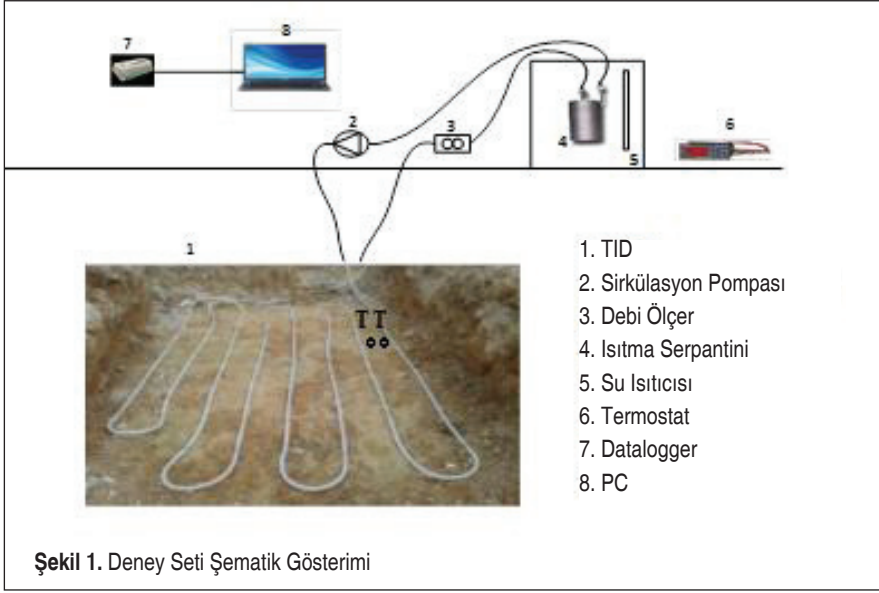
kapasitesinin yüksek olduğunu göstermiştir. Özgener vd. [10], düşey borulu toprak ısı eşanjörü tarafından yapılan deneysel çalışmalarda, ısıtma mevsiminde TID su girişi ve çıkışı sıcaklıkları arasındaki farkı 3.2 °C ve topraktan çekilen ısı miktarını 57.78 W/m olarak bulmuşlardır. Bu değer literatür ile uyum sağladığı belirtilmiştir. Hepbaşlı vd. [9] tarafından yapılan deneysel çalışmada, 1.2 °C olarak bulunan TID su girişi ve çıkışı sıcaklıkları arasındaki farkın işletme süresinin kısalığı ve sistemdeki dengesizlikler sonucu Türkiye için dizayn değeri kabul edilen 5 °C'den küçük olduğu belirtilmiştir. Çıkış sıcaklığının soğutma sezonunda yüksek olması veya ısıtma sezonunda düşük olması, sistem performansının düşük olduğunu gösterir. Park vd. [11], hibrit toprak kaynaklı ısı pompasının paralel ve seri düzenleme durumundaki performansını toprak ısı eşanjöründen çıkan suyun farklı sıcaklıkları için karşılaştırmışlardır. Suyun sıcaklığındaki artış bütün alternatiflerin soğutma etkinlik katsayısında düşüşle sonuçlanmıştır. 40 °C çıkış sıcaklığında hibrit sistemin paralel ve seri düzenlemelerinde COP klasik sistemden %18 ve %6 daha fazla bulunmuştur. Shonder vd. [12], TID su çıkışı sıcaklığının kullanılacak boru uzunluğuna etkisini incelemiştir. Çalışmada 29, 32 ve 35 °C max. su çıkışı sıcaklığı için gerekli boru boyu hesaplanmış olup, 29 °C'deki boru boyundan %25 daha kısa boru boyu veren 35 °C su çıkışı sıcaklığı önerilmiştir. Self vd. [13] tarafından, toprak kaynaklı ısı pompalarında kondenser basıncı, buharlaştırıcı basıncı, ara basınç, aşırı soğutma derecesi ve aşırı ısıtma derecesinin, sistem performansı ve toprak devresi gereksinimleri üzerindeki etkisini belirlemek ve ölçmek için bir parametrik analiz yapılmıştır. Sonuçlar, ısı pompasının COP değerinin toprak devresi uzunluğu ile direkt ilişkili olduğunu, toprak devresinin uzunluğu arttıkça ısı pompasının COP değerinin arttığını göstermiştir.

Bu çalışmada, soğutma sezonunda kondenser sıcaklığının TID uzunluğuna etkisi dört farklı soğutucu akışkan için incelenmiştir. Deneysel düzende, Namık Kemal Üniversitesi Mühendislik Fakültesi arazisine yerleştirilen yatay serme boru serpantin kullanılmıştır. İç donanım ise fakülte binasındaki İnşaat Laboratuvarı'na yerleştirilmiştir. Isı pompasının kondenserini temsil eden su tankının sıcaklığı değiştirilerek farklı TID giriş sıcaklıkları elde edilmiştir. TID giriş sıcaklıklarına göre belirlenen kondenser sıcaklıkları için ısı pompasının etkinlik katsayısı ve gerekli TID uzunluğu bulunmuştur.

## 2. MATERYAL VE METOD

### 2.1. Deneysel Düzenek ve Ölçüm İşlemi

Şekil 1'de gösterilen deneysel düzeneğinde, 36 m polietilen boru 1.4 m derinlikteki toprağa, aralarında 30 cm mesafe bırakılarak döşenmiş olup, bükülebilir bir boru vasıtasıyla iç mekanda bulunan ısıtma serpantini ve pompa ile bağlantıları yapılmıştır. İçine ısıtma serpantininin yerleştirildiği ve sıcaklığı dijital bir termostat vasıtasıyla sabit tutulan bir su tankı, ısı pompasının kondenser şartlarını temsil etmek amacıyla kulla-



nılmıştır. Isıtma serpantini kendinden kanatlı bakır borudan yapılmış olup, ısı transfer yüzey alanı 0.225 m<sup>2</sup> dir.

Toprak sıcaklığı 1.4 m derinlikteki ilk iki boru sırası, arasına 10 cm aralıkla yerleştirilen iki adet T tipi termokupl ile ölçülen sıcaklık değerlerinin ortalaması alınarak belirlenmiştir. TID akışkan giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için 2 adet PT100 termokupl kullanılmıştır. TID giriş sıcaklığının değiştirilmesi su tankı sıcaklığının değiştirilmesi ile sağlanmıştır. Tank sıcaklığının 58, 64, 70 ve 76 °C değerlerinde tutulduğu dört durum için ölçümler alınmıştır. Deney başlamadan termokupulların kalibrasyonu yapılmıştır. Ölçülen toprak sıcaklıkları ve boru içindeki akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları 8 kanallı data-logger ve bir PC kullanılarak kaydedilmiştir.

Sirkülasyon pompası (DAB 35/130, 2465-1930-1150 d/dk) üç hız kademesine sahip olup en yüksek hızda çalıştırılmıştır. Sirkülasyon pompasının çektiği güç, bir watt metre ile ölçülmüştür.

Hacimsel akış debisi türbin tipi akış ölçer (model GT-TD-15, 1-30 L/dk, hassasiyet 1% max.) ile ölçülüp (3.38 L/dk), daha sonra kütleli debi hesaplanmıştır.

Teste başlamadan önce boru devresinde bulunan hava kabarcıkları boru devresi üzerinde bulunan bir ventil aracılığıyla çıkarılmıştır.

Ölçümler toprağın kendini yenilemesi için 1 gün ara verilerek 10-12-14-16 Ekim 2016 tarihlerinde saat 11:00 ile 15:00 arasında gerçekleştirilmiştir.



## 2.2 TID Uzunluğu ve Isı Pompasının Harcadığı Gücün Bulunması

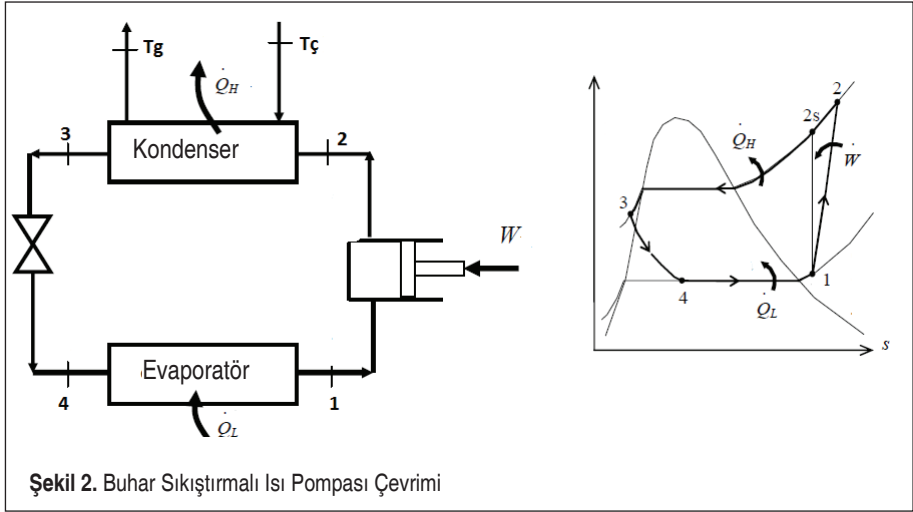
Bir günlük çalışma süresince toprağa aktarılan toplam ısı miktarı ( $\dot{Q}_{H,d}$ ) deneysel olarak elde edilmiş olan ortalama TID giriş ve çıkış sıcaklıkları ( $T_g$ ,  $T_ç$ ) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{H,d} = \dot{m}_f c_f (T_g - T_ç) \quad (1)$$

Burada  $\dot{m}_f$ , kütleli debiyi (0.057kg/s);  $c_f$  ise akışkan özgül ısısını göstermektedir. Denklem (1) ile bulunan ısı değerinin kullanılan TID uzunluğuna ( $L_d = 36$  m) bölümü ile birim boru boyu için toprağa aktarılan ısı miktarı bulunmuştur.

$$\dot{Q}_{H,dL} = \dot{Q}_{H,d} / L_d \quad (2)$$

Şekil 2'de gösterilen buhar sıkıştırma çevrimli ısı pompasının deneyde kullanılan toprak ısı değiştirgeci ile bağlantılı çalıştığı varsayılarak, kondenserden atılan ısı miktarı ( $\dot{Q}_H$ ), kompresör gücü ( $W$ ) ve soğutma etkinlik katsayısı (COP) Denklem (3-6) kullanılarak hesaplanmıştır. Buharlaşma sıcaklığı  $T_L$  ve soğutma yükü  $\dot{Q}_L$  olan ısı pompasının kondenser sıcaklıkları deneysel olarak ölçülmüş olan TID giriş sıcaklıklarına uygun olarak ( $T_H = T_g + 5$ ) belirlenmiştir.



$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_L}{(h_1 - h_4)} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (4)$$

$$W = \frac{\dot{m}_r (h_{2s} - h_1)}{\eta_s \eta_e \eta_m} \quad (5)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{W} \quad (6)$$

Burada ( $\eta_s$ ), kompresörün izentropik verimini; ( $\eta_e$ ), elektrik verimini ve ( $\eta_m$ ) ise mekanik verimini göstermektedir.

Soğutma mevsimi için TID uzunluğu ısı pompasından atılan ısıyı toprağa aktarabilecek uzunlukta olmalıdır. Bu durumda TID uzunluğu, birim soğutma yükü için ısı pompasının kondenserinden atılan ısı miktarının ( $\dot{Q}_H$ ) birim boru boyu için toprağa aktarılan ısı miktarına ( $\dot{Q}_{H,dL}$ ) bölümü ile bulunur.

$$L = \dot{Q}_H / \dot{Q}_{H,dL} \quad (7)$$

### 2.3 Belirsizlik Analizi

DeneySEL çalışmanın doğruluğunu göstermek için belirsizlik analizinin yapılması gereklidir. Farklı bağımsız değişkenlerden dolayı ortaya çıkan  $w_R$  belirsizliği Denklem (8) ile hesaplanmıştır [14].

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (8)$$

Burada  $R$ ,  $x_1, x_2, \dots, x_n$  bağımsız değişkenleri ile tanımlı bir sonuç fonksiyonudur.  $w_1, w_2, \dots, w_n$  ise bağımsız değişkenlerin belirsizlikleridir. Bu çalışmada  $R$  fonksiyonu, toprağa aktarılan ısı miktarı ( $\dot{Q}_{H,d}$ ) ve TID, boru uzunluğu ( $L$ ); bağımsız değişkenler ise TID giriş ve çıkış sıcaklıkları ile akışkan hacimsel debi değerleridir. Hacimsel debi ve sıcaklık için toplam belirsizlikler  $w_m$  ve  $w_T$  Denklem (9) ve (10) ile bulunur.

$$w_m = \left( w_{ro}^2 + w_{sl}^2 \right)^{1/2} \quad (9)$$

$$w_T = \left( w_{da}^2 + w_{me}^2 + w_{te}^2 \right)^{1/2} \quad (10)$$



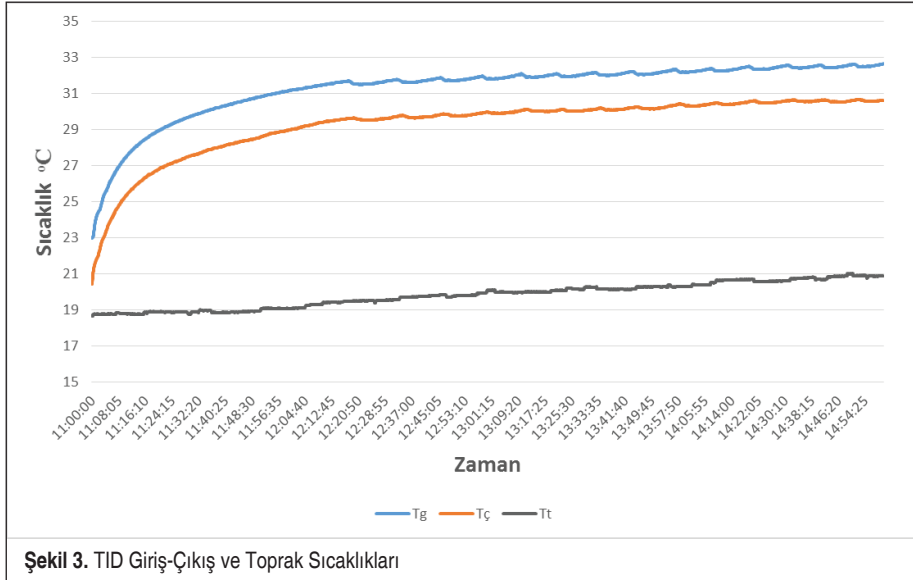
Burada akış ölçerinin belirsizliği ( $w_{ro}$ ) %1, data logger belirsizliği ( $w_{da}$ ) %0.1 ve termokupl belirsizliği ( $w_{me}$ ) %0.1 olup katalogdan elde edilmiş değerlerdir. Sıcaklık ölçüm hataları ( $w_{me}$ ) %0.2 ve sistem sızıntıları nedeniyle hata ( $w_{sl}$ ) %0.1 olarak alınmıştır [15]. Ölçülmüş parametrelerin toplam belirsizlikleri ve hesaplanmış sonuçların belirsizliği maksimum ve minimum değerler için Tablo 1’de gösterilmiştir.

**Tablo 1.** Parametrelerin Toplam Belirsizliği

Ölçülmüş Parametreler	Değer	Toplam Belirsizlik (%)
Hacimsel Su Debisi	3.38 l/dk	1.005
Toprak Eşanjörüne Su Giriş Sıcaklığı (min-max)	31.34-39.54°C	0.249
Toprak Eşanjöründen Su Çıkış Sıcaklığı (min-max)	29.33-35.48°C	0.249
Toprak Sıcaklığı (min-max)	19.31-20.59°C	0.249
Hesaplanmış Parametreler		
Toprağa Verilen Isı Miktarı ( $Q_{H,d}$ ) (min-max)	0.4793-0.9679 kW	0.3395-0.3041
Eşanjör Uzunluğu (min-max)	43.92.73-87.88 m	0.3148-0.3479

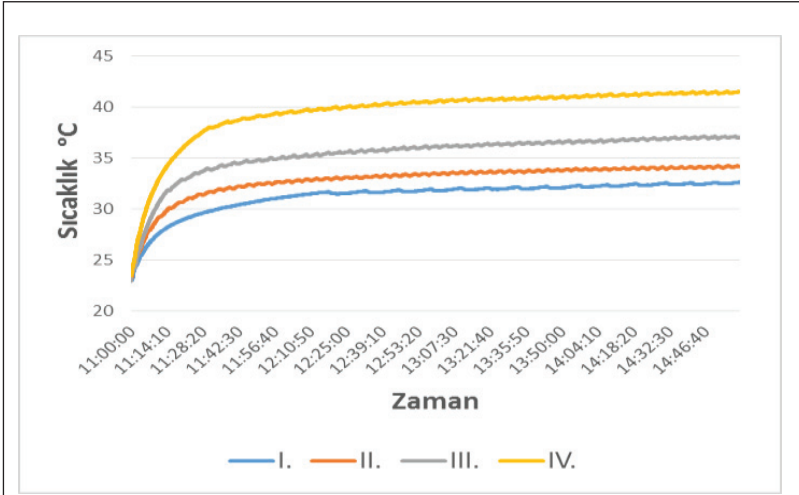
### 3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Şekil 3’te, I. durum su tankı sıcaklığı için TID giriş-ve çıkış sıcaklıkları ve toprak sıcaklığı ( $T_t$ ) zamana bağlı olarak gösterilmiştir. Pompa çalıştırıldıktan sonraki ilk saatte TID su giriş-çıkış sıcaklıkları hızlı bir şekilde artarken, sonraki saatlerde daha az bir

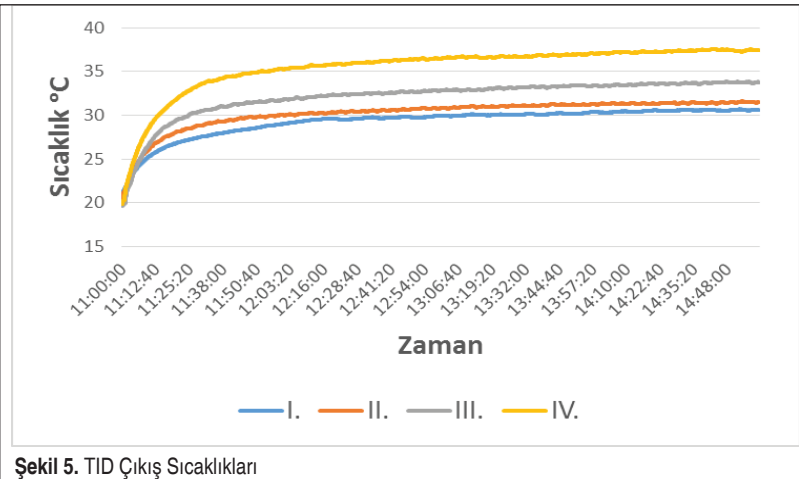


eğimle artış devam etmektedir. İlk saatte giriş sıcaklığında 8.18 °C, çıkış sıcaklığında 8.54 °C'lik artış olurken, son üç saatte giriş sıcaklığında 2.91 °C, çıkış sıcaklığında 1.65 °C'lik artış olmuştur. Toprak sıcaklığındaki değişimin sabit bir eğimde olduğu görülmektedir. Çalışma süresi boyunca toprak sıcaklığındaki artış 2.24 °C olmuştur. Sıcaklık değişimlerinin farklı tank sıcaklıkları için de benzer eğimlere sahip olduğu görülmüştür. Deney süresince hava sıcaklığı 16-18 °C arasında değişmiştir. Şekildeki sıcaklık değerleri 5 sn. aralıkla ölçülen değerlerdir.

Şekil 4, Şekil 5 ve Şekil 6 dört farklı su tankı sıcaklığı için TID giriş sıcaklığı, TID çı-



Şekil 4. TID Giriş Sıcaklıkları

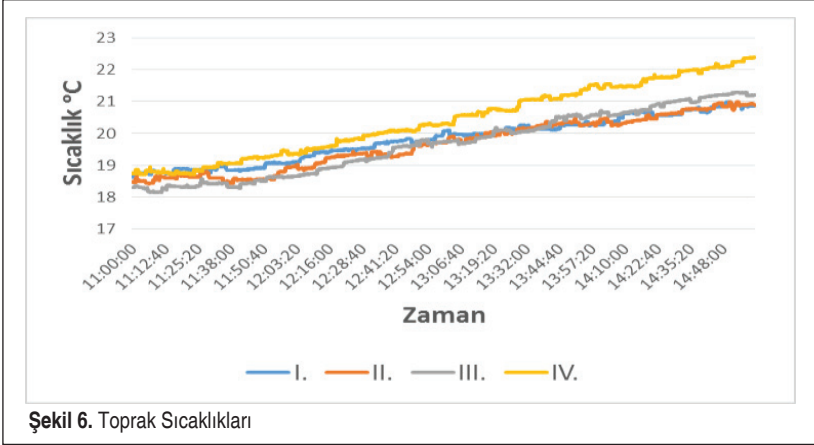


Şekil 5. TID Çıkış Sıcaklıkları

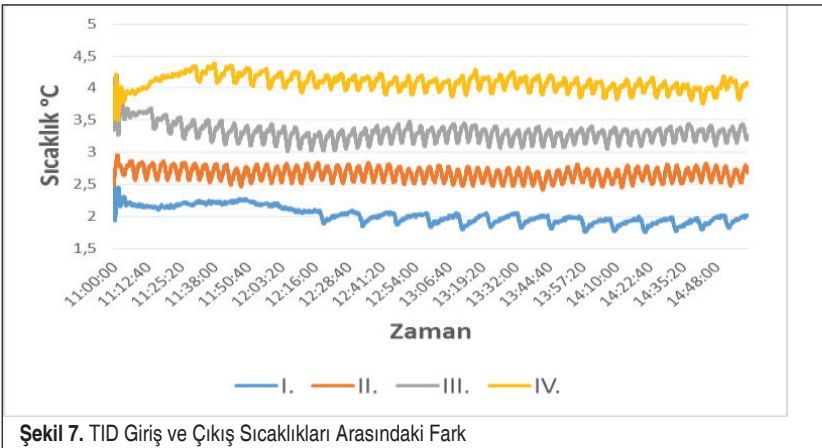




kış sıcaklığı ve toprak sıcaklığının zamana göre değişimini göstermektedir. Su tankının sıcaklığı arttıkça TID su giriş ve çıkış sıcaklıklarının arttığı ve buna karşın toprak sıcaklığındaki değişimin ise daha az olduğu görülmektedir. Bu durum, tank sıcaklığı arttıkça toprak sıcaklığı ile akışkan sıcaklıkları arasındaki farkın artmasına neden olmaktadır. I, II, III ve IV. durumlar için ortalama su giriş sıcaklıkları sırasıyla 31.34, 33.32, 35.71 ve 39.54 °C, ortalama su çıkış sıcaklıkları 29.33, 30.56, 32.4 ve 35.48 °C, ortalama toprak sıcaklıkları 19.31, 19.93, 20.13 ve 20.59 °C'dir. Elde edilen sıcaklık değerlerinin literatürdeki deneysel çalışmalar ile uyum sağladığı görülmüştür. Coşkun vd. [16], 41.9 °C giriş sıcaklığı ve 20 m boru boyu için 38.2 °C çıkış sıcaklığı; İnallı ve Esen [17], 35.12 °C giriş sıcaklığı ve 50 m boru boyu için 30.42 °C çıkış sıcaklığı ve Pu vd. [18], 35.32 °C giriş sıcaklığı ve 100 m boru boyu için 31.48 °C çıkış sıcaklığı elde etmişlerdir.



Şekil 6. Toprak Sıcaklıkları



Şekil 7. TID Giriş ve Çıkış Sıcaklıkları Arasındaki Fark

Farklı tank sıcaklıkları için akışkan giriş-çıkış sıcaklıkları arasındaki fark ( $\theta = T_g - T_c$ ) zamana bağlı olarak Şekil 7’de gösterilmiştir. Sistemin çalışma süresi boyunca (saat 11:00-15:00 arası) ısının toprakta depo edilmesiyle toprak sıcaklığı artmakta, toprak ile TID’deki akışkan sıcaklığı arasındaki fark ve dolayısıyla ısı transferi azalmaktadır. Bu yüzden  $\theta$ , Şekil 7’den görüldüğü gibi zamanla azalmaktadır. Ayrıca, tank sıcaklığı yükseldikçe TID su giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın arttığı görülmektedir. Bu artış, tank sıcaklığı yükseldikçe toprak ile TID’deki akışkan sıcaklıkları arasındaki farkın, dolayısıyla toprağa aktarılan ısı miktarının artmasının sonucudur. I, II, III ve IV. durum tank sıcaklıkları için ortalama  $\theta$ , sırasıyla 2.02, 2.66, 3.31, 4.08 °C olarak belirlenmiştir.

Buhar sıkıştırılmalı ısı pompası için buharlaşma sıcaklığı ( $T_L$ ) 10 °C, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma derecesi 3 °C, soğutma yükü ( $Q_L$ ) 1 kW, kondenser sıcaklıkları ise ortalama eşanjör giriş sıcaklıklarından 5 °C fazla olacak şekilde belirlenmiştir. Kompresör izentropik verimi %80, kompresör elektrik verimi %80 ve kompresör mekanik verimi %75 olarak kabul edilmiştir. Isı pompası çevriminin özelliklerinin bulunması için EES (Engineering Equation Solver) programı kullanılmış olup, 1. Durum ( $T_g = 31.34^\circ\text{C}$ ,  $T_c = 29.33^\circ\text{C}$ ) ve R134a akışkanı için çevrim noktalarındaki özellikler Tablo 2’de gösterilmiştir.

**Tablo 2.** Çevrim Noktalarındaki Özellikler

	1	2	3	4
	$h_i$ [kJ/kg]	$P_i$ [kPa]	$s_i$ [kJ/kg-K]	$T_i$ [C]
[1]	255	414.8	0.9209	13
[2]	275.9	920.8	0.9341	45.89
[3]	95.38	920.8	0.3513	33.34
[4]	95.38	414.8	0.3573	10

Tablo 3’te, ortalama TID giriş sıcaklıkları kullanılarak bulunan kondenser sıcaklıkları ve dört farklı soğutucu akışkan için bulunan hesap sonuçları özetlenmiştir. Kondenser sıcaklığı arttıkça, gerekli boru uzunluğu azalırken, gerekli kompresör gücünün arttığı Tablo 3’ten görülmektedir. Soğutucu akışkanlar arasında en büyük COP değeri ve en küçük boru uzunluğu R134a için, en küçük COP değeri ve en büyük boru uzunluğu R407C için elde edilmiştir. Su giriş sıcaklığı 31.34 °C’den 39.54 °C’ye arttığında R134a için kompresör gücündeki artış %38, boru boyundaki azalma %48 olarak bulunmuştur. Kompresör gücündeki artış, kompresör enerji maliyetindeki artış ile, TID uzunluğundaki azalma ise TID yatırım maliyeti ve pompanın enerji maliyetindeki azalma ile sonuçlanır. Bu durumda optimum kondenser sıcaklığı, enerji maliyeti

**Tablo 3.** Hesap Sonuçlarının Özeti

		$T_H=31.34+5$	$T_H=33.32+5$	$T_H=35.71+5$	$T_H=39.54+5$
QH,dL(kW)		0.0133	0.01828	0.02192	0.0269
QL (kW)		1	1	1	1
W(kW)	R134a	0.2183	0.2375	0.2613	0.3013
	R407C	0.2833	0.3045	0.331	0.3761
	R410A	0.2313	0.2524	0.2791	0.3247
	R404A	0.2395	0.2619	0.2904	0.3396
COP=QL/W	R134a	4.58	4.211	3.827	3.318
	R407C	3.53	3.284	3.021	2.659
	R410A	4.324	3.961	3.583	3.08
	R404A	4.175	3.818	3.444	2.945
L=QH/QH,dL (m)	R134a	84.96	62.5	52.77	43.92
	R407C	87.88	64.7	54.68	45.59
	R410A	85.54	62.99	53.26	44.44
	R404A	85.91	63.3	53.56	44.77

(kompresör ve pompa) ile yatırım maliyeti (TID, sirkülasyon pompası, kompresör, kondenser) arasındaki bir optimizasyon ile elde edilebilir.

#### 4. SONUÇ

Bu çalışmada, yatay borulu toprak kaynaklı ısı pompalarında kondenser sıcaklığının toprak ısı değiştiricisi uzunluğuna etkisi incelenmiştir. TID giriş sıcaklığının 5 °C fazlası olarak kabul edilen kondenser sıcaklığı arttıkça, tüm akışkanlar için TID uzunluğu azalırken, gerekli kompresör gücünün arttığı görülmüştür. Su giriş sıcaklığı 31.34 °C'den 39.54 °C'ye arttığında R134a için kompresör gücündeki artış %38, boru boyundaki azalma %48 olarak bulunmuştur. Enerji tüketiminde artış ve yatırım maliyetinde azalma ile sonuçlanan bu durumda TID'yi en düşük maliyet ile boyutlandırabilmek için; (1) kondenser sıcaklığının seçiminde toprak sıcaklığı ile tesisatın bulunduğu bölgedeki enerji ve satın alma maliyetlerinin dikkate alınması, (2) uygun soğutucu akışkanın seçilmesi gereklidir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Namık Kemal Üniversitesi BAP proje ofisi tarafından desteklenen NKU-BAP.00.17.AR.14.08 numaralı proje kapsamında kurulan deney seti kullanılarak hazırlanmıştır.

## KAYNAKÇA

1. **Develioğlu, M.** 2012. “Yer Kaynaklı Isı Pompalarının Teknolojik Gelişimi ve Türkiye’deki Uygulanabilirliği,” Yüksek Lisans Tezi, Hacettepe Üniversitesi, Temiz Tükenez Enerjiler Anabilim Dalı.
2. **Benazza, A., Blanco, E., Aichouba, M., Río, J. L. Laouedj S.** 2011. “Numerical Investigation of Horizontal Ground Coupled Heat Exchanger,” *Energy Procedia*, vol. 6, p. 29–35.
3. **Esen, H., İnallı, M., Esen, M., Pıhtılı, K.** 2007. “Energy and Exergy Analysis of a Ground-Coupled Heat Pump System with Two Horizontal Ground Heat Exchangers,” *Building and Environment*, vol. 42, p. 3606–3615.
4. **Congedo, P. M., Colangelo, G., Starace, G.** 2012. “CFD Simulations of Horizontal Ground Heat Exchangers: A Comparison Among Different Configurations,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 33-34, p. 24-32.
5. **Naili, N., Hazami, M., Kooli, S., Farhat, A.** 2015. “Energy and Exergy Analysis of Horizontal Ground Heat Exchanger Forhot Climatic Condition of Northern Tunisia,” *Geothermics*, vol. 53, p. 270-280.
6. **Naili, N., Attar, I., Hazami, M., Farhat, A.** 2012. “Experimental Analysis of Horizontal Ground Heat Exchanger for Northern Tunisia,” *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, vol. 2, p. 44-51.
7. **Fontainea, P. O., Marcottea, D., Pasquiera, P., Thibodeau, D.** 2011. “Modeling of Horizontal Geoexchange Systems for Building Heating and Permafrost Stabilization,” *Geothermics*, vol. 40, p. 211-220.
8. **Montagud, C., Corberan, J. M., Montero, A., Urchueguia, J. F.** 2011. “Analysis of the Energy Performance of a Ground Source Heat Pump System After Five Years of Operation,” *Energy and Buildings*, vol. 43, p. 3618-3626.
9. **Özgener, Ö., Hepbaşlı, A.** 2005. “Performance Analysis of a Solar-Assisted Ground-source Heat Pump System For Greenhouse Heating: An Experimental Study,” *Building and Environment*, vol. 40, p. 1040–1050.
10. **Hepbaşlı, A., Akdemir, O., Hancıoğlu, E.** 2003. “Experimental Study of a Closed Loop Vertical Ground Coupled Heat Pump System,” *Energy Convers Mgmt.*, vol. 44, p. 527-548.
11. **Park, H., Lee, J. S., Kim, W., Kim, Y.** 2013. “The Cooling Seasonal Performance Factor of a Hybrid Ground-Source Heat Pump with Parallel and Serial Configurations,” *Applied Energy*, vol. 102, p. 877-884.



12. **Shonder, J. A., Thornton, J., Hughes, P. J.** 2001. "Selecting the Design Entering Water Temperature for Vertical Geothermal Heat Pumps in Cooling-Dominated Applications," ASHRAE 2001 Annual Meeting, June, Cincinnati, Ohio, p. 23-37.
13. **Self, S. J., Reddy, B. V., Rosen, M. A.** 2013. "Ground Source Heat Pumps for Heating: Parametric Energy Analysis of a Vapor Compression Cycle Utilizing an Economizer Arrangement," Applied Thermal Engineering, vol. 52, p. 245-254.
14. **Holman, J. P.** 1994. Experimental Methods for Engineers, Sixth ed., McGraw-Hill Book Co, Singapore.
15. **Naili, N., Attar, I., Hazami, M., Farhat, A.** 2013. "First in Situ Operation Performance Test of Ground Source Heat Pump in Tunisia," Energy Conversion and Management, vol. 75, p. 292-301.
16. **Coşkun, S., Pulat, E., Ünlü, K., Yamankaradeniz, R.** 2008. "Experimental Performance Investigation of a Horizontal Ground Source Compression Refrigeration Machine," Int. J. Energy Res., vol. 32, p. 44-56.
17. **İnalı, M., Esen, H.** 2005. "Seasonal Cooling Performance of a Ground-Coupled Heat Pump System in a Hot and Arid Climate," Renewable Energy, vol. 30, p. 1411-1424.
18. **Pu, L., Qi, D., Li, K., Tan, H., Li, Y.** 2015. "Simulation Study on the Thermal Performance of Vertical U-Tube Heat Exchangers for Ground Source Heat Pump System," Applied Thermal Engineering, vol. 79, p. 202-213.