

# Farklı koşullardaki hava–su–hava kaynaklı ısı pompasının farklı soğutucu akışkanlarla termodinamik analizi

Erdoğan ŞİMŞEK<sup>1</sup>, İbrahim KARAÇAYLI<sup>2,\*</sup>, İsmail MUTLU<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Çukurova Üniversitesi Adana Meslek Yüksekokulu Elektrik ve Enerji Bölümü, Adana.

<sup>2</sup>Ege Üniversitesi Ege Meslek Yüksekokulu İklimlendirme ve Soğutma Teknolojisi Programı, İzmir.

<sup>3</sup>Balikesir Üniversitesi Edremit Meslek Yüksekokulu Elektrikli Cihaz Teknolojisi Programı, Balıkesir.

Geliş Tarihi (Recived Date): 14.06.2017

Kabul Tarihi (Accepted Date): 14.10.2017

## Özet

Isı pompaları ters Carnot çevrimine dayanır ve bir ortamı ısıtmak veya soğutmak için kullanılabilir. Bu çalışmada hava–su–hava kaynaklı bir ısı pompası kullanılmıştır. Buhar sıkıştırma soğutma çevrimi olarak da bilinen ısı pompası, düşük sıcaklıktaki bir havadan ısı çeker ve bu ısı, sulu yoğuşturucuda soğutma suyuna aktarılır. Sulu yoğuşturucuda ısınan su, fanlı serpantinden geçirilerek havanın ısıtılması sağlanır. Bu çalışmanın amacı havadan suya ve fanlı serpantin ünitesinde sudan tekrar havaya ısı geçişi sağlayan ısı pompasının enerji (termodinamik) analizini yapmaktır. Bu çalışmada çevrimde R134a, R422D (Mod52) ve R417A (Mod29) soğutucu gazlar kullanılmış ve yüksek, orta ve alçak basınç altında farklı soğutma suyu debileri için ölçümler yapılmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Buhar sıkıştırma soğutma çevrimi, ısı pompası, enerji analizi.

## Thermodynamic analysis of air–water–air source heat pumps under varied conditions for different refrigerants

### Abstract

Heat pumps are based on the reverse Carnot cycle and can be used to heat or cool an environment. In this study, air–water–air source heat pump is used. Heat pump, also known as vapor compression refrigeration cycle, absorbs heat from low temperature air

\* İbrahim KARAÇAYLI, ibrahim.karacayli@ege.edu.tr, <http://orcid.org/0000-0002-4459-1450>

Erdoğan ŞİMŞEK, esimsek@cu.edu.tr, <http://orcid.org/0000-0001-8330-1842>

İsmail MUTLU, imutlu@balikesir.edu.tr, <http://orcid.org/0000-0002-0220-3974>

*and this heat transferred to cooling water in condenser. Water that heated in condenser is passed through a fan coil to warm up the air. The aim of this study is to perform an energy (thermodynamic) analysis of heat pump that provides heat transfer from air to water and from water to air again in the fan coil unit. In this study, R134a, R422d (Mod52) and R417a (Mod29) are used as refrigerant in the cycle and measurements were made for different cooling water flow rates under high, moderate and low pressures.*

**Keywords:** *Vapor-compression refrigeration system, heat pump, energy analysis.*

## 1. Giriş

Konutların ısıtılması veya soğutulması amacıyla ısı pompalarının tercih edilmesi gün geçtikçe artmaktadır. Isı pompası sisteminin konut ısıtılmasında kullanılması hem ekonomik bir kazanç hem de doğal kaynakların korunması ve çevre kirliliğinin azaltılması bakımından önemlidir [1].

Günümüzde buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri, en sık kullanılan soğutma aracı haline gelmiştir [2]. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, dört temel elemandan meydana gelir. Bunlar; buharlaştırıcı (evaporatör), kompresör, yoğuşturucu (kondenser) ve genleşme elemanıdır [3]. Çevrimin teorik olarak gerçekleşmesi için bu elemanların tümüne ihtiyaç vardır [4]. Ancak uygulamada sistemin emniyetli çalışması, aksaklıkların önlenmesi için de yardımcı elemanlar kullanılmaktadır [5].

Isı pompası çevrimi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin tersi olarak bilinir [3]. Bu çevrimde dolaşan soğutucu akışkan, buharlaştırıcı ünitesinde düşük basınçta bulunup ısı kaynağından ısıyı çekerek buharlaşır. Düşük basınçta buhar fazındaki soğutucu akışkan, kompresörde sıkıştırılarak yüksek basınçta yoğuşturucu ünitesine gönderilir. Burada ısıtılmak istenen ortama ısını bırakarak yoğuşan soğutucu akışkan, genleşme elemanına gider. Akış kontrol elemanı olan genleşme elemanında soğutucu akışkan, buharlaştırıcı basıncına kısılır [2-6].

Berntsson [7], endüstriyel ve konutlardaki ısı pompalarının ısı kaynakları çeşitlerini ve ısı kaynağının seçimi ile ilgili bazı çevresel hususları vurgulamıştır. Ancak çalışmalarında ısı pompası işlevi gösteren klima sistemleri hariç tutulmuş ve ısı pompası tasarımında dikkate alınması gereken parametreleri belirtmiştir. İsveç'teki küçük bir ısı pompası için ısı kaynaklarını dış ortam havası, egzoz havası, göl ya da nehir suyu, toprak, kaya olmak üzere beş farklı grupta ele almıştır. Son olarak da ısı kaynağı sıcaklığının ekonomi üzerindeki etkisini sunmuştur.

Çoşkun [8], sürekli rejimde farklı soğutucu akışkanlar için hava-su kaynaklı mekanik buhar sıkıştırımlı ısı pompası sisteminin performans özelliklerini incelemiştir. Isı pompasının tüm bileşenlerinin basit matematik modellerini oluşturarak sistemin simülasyonunu gerçekleştirmiştir. Oluşturduğu program sayesinde Freon-12, 134a, 22 ve 404a soğutucu akışkanları için sistemin hava, su, debi ve sıcaklıkları gibi değişen özelliklerine karşılık sistemin performansının nasıl değiştiğini gözlemlemiştir.

Özgener ve ark. [9], seralarda kullanılmak üzere güneş enerjisi destekli bir toprak kaynaklı ısı pompasını, ısıtma sisteminin performans özelliklerini araştırmıştır. Bunun

için tasarladıkları sistemde elde ettikleri deneysel verilerin ortalamalarını kullanarak ısı pompasının tüm bileşenlerindeki ekserji transferi ve yıkımını belirlemiştir. Sistem bileşenlerinin bireysel performanslarının değerlendirilmesi ve iş yapabilme potansiyellerinin artırılmasına imkân vermek için ısı pompası bileşenlerinin ekserji verimlerini hesaplamıştır.

Dikici ve ark. [10], Elazığ ili iklim şartlarında konut ısıtmasında kullanılabilirliğini deneysel olarak araştırmak amacıyla boş bir odanın ısıtılması için deney seti kurmuştur. Enerji sistemlerin tasarlanması ve sistemin optimizasyonu için enerji ve ekserji analizi yapılması gerektiğini vurgulamışlardır. 2002 ve 2003 yıllarında ısıtma amacıyla Aralık ayından Şubat ayına kadar yaptıkları deneylerde elde ettikleri değerleri kullanarak sistemin performans katsayısı, enerji analizi, ekserji analizi ve ekonomi analizleri yapmışlardır.

Alkan ve ark. [11], Isparta ili şartlarında mahal ısıtması için toprak kaynaklı bir ısı pompası sistemini, farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıkları için R22 ve alternatifleri olan R404A, R410A, R407C, R134a ve R600 gibi soğutucu akışkanlarla karşılaştırarak termodinamik açıdan incelemiştir. Sistemin birinci ve ikinci kanun analizleri yapılarak verim değerleri karşılaştırmalı olarak verilmiş olup sistemin kondenser ve evaporatör sıcaklıklarıyla COP, ekserji verimi ve tersinmezlik gibi performans parametrelerinin değişimlerini belirlemek için parametrik çalışma yapıp sonuçlarını da grafikler halinde vermişlerdir. Elde ettikleri sonuca dayanarak R600 akışkanının diğer alternatifler arasında en iyi performansa sahip olduğu tespit edilmiş ve R600 akışkanını sırasıyla R22 ve R134a'nın takip ettiğini de belirtmişler.

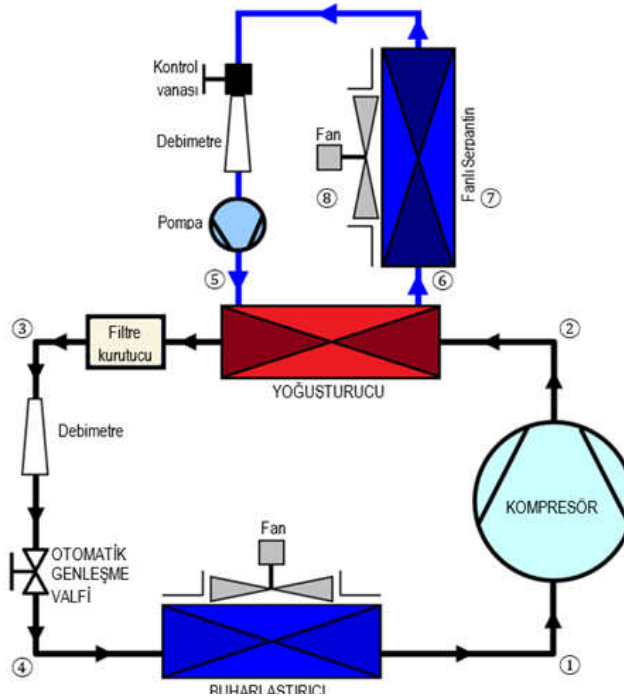
Töre ve ark. [12], küçük bir odaya soğutma durumunda çalışan, içerisinde soğutucu akışkan olarak R134a'nın kullanıldığı ısı pompası monte etmiş ve 25°C ile 30°C arası değişken dış hava sıcaklıklarında deneyleri üç keke tekrar etmişlerdir. Gerekli noktalardaki sıcaklık, basınç değerleri ile kompresörün, iç ünite ve dış ünite fanlarının çektiği elektrik akımlarını ölçmüşlerdir. Geliştirdikleri bir bilgisayar programı yardımıyla kompresörün çektiği enerji miktarını, iç ünitenin soğutma kapasitesini, dış ünitenin çevreye ısı atma kapasitesini, soğutma durumunda çalışan ısı pompasının soğutma tesir katsayısını, kompresör giriş ve çıkış basınçlarının dış hava sıcaklığına göre değişimini incelemiştir. Dış hava sıcaklığının artması ile kompresörün çektiği gücün arttığını ve iç ünitenin kapasitesi ile soğutma tesir katsayısının azaldığını tespit etmişlerdir.

Laboratuvar ortamında R134a soğutucu akışkanla çalışan bir hava – su – hava kaynaklı ısı pompası deney düzeneği kurulmuştur. Bu çalışmada, deney düzeneği yüksek, orta ve alçak basınç değerlerinde 200, 300 ve 400 l/h soğutma su debilerinde çalıştırılmıştır. Ayrıca soğutucu akışkan olarak R422D ve R417A kullanılarak tüm deneyler tekrarlanmıştır. Elde edilen değerler kullanılarak ısı pompasının hem ısıtma hem de soğutma performansının belirlenebilmesi için termodinamiğin birinci yasa (enerji korunumu) analizi yapılmıştır. Isı pompasının tasarımında önemli bir araç olan termodinamiğin birinci yasa analizi, sistemin optimizasyonu için yeterli değildir. Bunun için termodinamiğin ikinci yasa (ekserji) analizinin yapılması zorunludur. Bu nedenle bir sonraki çalışmada su debileri azar azar değiştirilerek daha sık yapılacak olan deneylerden elde edilen verileri kullanarak ekserji analizinin yapılması düşünülmektedir.

## 2. Deneysel çalışmalar

### 2.1. Deney düzeneği

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan hava–su–hava kaynaklı ısı pompası Şekil 1’de gösterilmiştir. Isı pompasında düşük basınçtaki soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda buharlaşarak düşük sıcaklıktaki bir havadan ısı çeker. Böylece havayı soğutmuş olur. Buharlaştırıcı çıkışında kızgın buhar fazına gelen soğutucu akışkan, kompresörde sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı artmış bir şekilde yoğusturucuya gönderilir. Sulu yoğusturucuda yüksek basınçtaki soğutucu akışkan, soğutma suyuna ısınıp aktarır ve yoğunlaşır. Sulu yoğusturucuda ısınan su, pompa yardımıyla fanlı serpentine gönderilir. Fanlı serpantinden geçen sıcak su, ısınıp dışarı atarak havanın ısıtılmasını sağlar.



Şekil 1. Hava–su–hava kaynaklı ısı pompasının bileşenleri ve çalışma prensibi.

Deney düzeneğimizde ısı pompasını meydana getiren elemanların özellikleri Tablo 1’de gösterilmiştir.

Tablo 1. Hava–su–hava kaynaklı ısı pompasının bileşenleri ve özellikleri.

Malzemenin adı	Özelliği
Hermetik kompresör	Embraco FF 8.5 HBK
Su soğutmalı yoğusturucu	Koaksiyonel kondenser (1kW)
Buharlaştırıcı fanı	ELCO Ø250 mm
Buharlaştırıcı serpantin	Karyer KTK 250 W, 1.7 m <sup>2</sup>
Davlumbazlı su soğutma aparey	Karyer KTK 186 W
Genleşme valfi	Honeywell AEL-222210 Otomatik genleşme valfi
Filtre kurutucu	GMC SC052S

## 2.2. Ölçme ve kaydetme

Soğutma çevriminde dolaşan soğutucu akışkanın, sulu kondenserde dolaşan suyun ve fanlı serpantinde ısıtılan havanın sıcaklıklarını ölçmek üzere toplam sekiz adet dijital termometre kullanılmıştır. Soğutucu akışkanın sıcaklıklarının ölçülmesi için sıcaklık sensörleri, sırasıyla buharlaştırıcı çıkışına ( $t_1$ ), kompresör çıkışına ( $t_2$ ), sulu kondenser çıkışına ( $t_3$ ) ve buharlaştırıcı girişine ( $t_4$ ) yerleştirilmiştir. Sulu yoğuşturucuda dolaşan suyun da yoğuşturucuya giriş ( $t_5$ ) ve çıkış ( $t_6$ ) sıcaklıkları ile fanlı serpantine giren ( $t_8$ ) ve çıkan ( $t_7$ ) havanın da kuru termometre sıcaklıklarının ölçülmesi için bu sensörler kullanılmıştır.

Isı pompası deney düzeneğinde, ısı alışverişinin gerçekleştiği soğutucu akışkanın kütsel debisi, akış sensörü ile ölçülmüştür. Su soğutmalı kondenserde dolaşan suyun hacimsel debisi, kontrol vanası ile değiştirilebilmiş ve debi değeri, debimetre yardımıyla kaydedilmiştir. Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm aletleri ve bunların özellikleri Tablo 2’de gösterilmiştir.

Tablo 2. Hava–su–hava kaynaklı ısı pompasında kullanılan ölçü aletleri ve özellikleri.

Ölçü Aleti	Özelliği
Alçak basınç (vakum) göstergesi	Danfoss (-1/+10 bar)
Yüksek basınç göstergesi	Danfoss (0/+30 bar)
8 noktadan sıcaklık ölçen dijital termometre	Delta DOP-B03s211
Akış sensörü (soğutucu akışkan)	Saginomiya ELK (türbin tipi)
Su debimetresi	Analog rotametre tipi, 40 – 400 l/h

Bu çalışmada hem buharlaştırıcının havayı soğutması, hem de fanlı serpantin havayı ısıtması amacıyla R134a, R422D (Mod52) ve R417A (Mod29) soğutucu akışkanlarıyla yüksek, orta ve alçak basınç değerlerinde 200, 300 ve 400 l/h soğutma su debileri için deneyler tekrarlanmıştır. Ölçülen veriler kullanılarak termodinamiğin birinci yasası (birinci kanun), soğutma çevrimini oluşturan tüm elemanlara ve tüm sisteme uygulanarak ısı pompasının enerji analizi yapılmıştır.

## 3. Termodinamik analiz

Düşük basınçtaki soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda kendisinden daha yüksek sıcaklıkta bulunan çevre ortamdan çektiği ısı miktarı, soğutucu akışkanın kütsel debisi ile entalpi değişiminin çarpımına eşittir [4, 13].

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad (1)$$

Burada  $\dot{m}_R$  soğutucu akışkanın kütsel debisi, birimi g/s ve  $h_1$  ile  $h_4$  sırasıyla buharlaştırıcı çıkış ve girişindeki soğutucu akışkanın entalpileri olup birimleri kJ/kg’dır. Soğutucu akışkanın entalpileri Chemours Refrigerant Expert 1.0 yazılımıyla sıcaklık ve basınç değerleri girilerek hesaplanmıştır [14]. Hesaplama sonucunda buharlaştırıcının çevreden çektiği ısı  $\dot{Q}_b$ , W cinsinden bulunur.

Buharlaştırıcıda buharlaşan düşük basınçtaki kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan, kompresör tarafından emilerek yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Kompresörün teorik

olarak yaptığı sıkıştırma işi de soğutucu akışkanın kütleli debisi ile sıkıştırma esnasındaki entalpi değişiminin çarpımına eşittir [4, 13].

$$\dot{W}_k = \dot{m}_R(h_2 - h_1) \quad (2)$$

Burada  $h_1$  ile  $h_2$  sırasıyla kompresör giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpileri olup birimleri  $kJ/kg$ 'dır.

Isı pompası düzeneğinde bulunan ampermetre ile voltmetre yardımıyla kompresörün çektiği akım  $I_k$ , ve elektrik şebekesinin potansiyel farkı  $V$ , değerleri kullanılarak kompresörün ısı pompası sisteminde harcadığı elektrik enerjisi değeri, aşağıdaki formül ile hesaplanabilir [13].

$$P_{el} = V \cdot I_k \cdot \cos\phi \quad (3)$$

Burada  $\cos\phi$  kompresör güç katsayısıdır. Embraco FF 8.5 HBK kompresör için güç katsayısı 0.78'dir. Hesaplama sonucunda elektrik güç girdisi  $P_{el}$ ,  $W$  cinsinden bulunur.

Kompresörde basıncı arttırılan yüksek sıcaklıktaki kızgın buhar fazında bulunan soğutucu akışkan, sulu kondenserde ısını suya atar. Yoğuşturucuda ısı atılmasıyla birlikte sabit basınçta soğutucu akışkan, yoğuşacak ve sıcaklığı düşecektir. Buradaki hal değişimi esnasında dışarı atılan ısı, entalpi değişimi ile hesaplanır [4, 13];

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_R(h_2 - h_3) \quad (4)$$

Burada  $h_2$  ile  $h_3$  sırasıyla yoğuşturucu giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkanın entalpileri olup birimleri  $kJ/kg$ 'dır.

Sıcaklığı değişen suyun yoğunluğu aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır.

$$\rho = \frac{1000}{1.0002 + 0.0438(T/100)^{1.92}} \quad (5)$$

Burada  $\rho$  suyun yoğunluğu, birimi  $kg/m^3$  ve  $T$  yoğuşturucudan ısı çeken suyun ortalama sıcaklığı olup birimi  $^{\circ}C$ 'dir. Bu bağıntı su sıcaklığının  $0^{\circ}C$  ile  $100^{\circ}C$  değerleri için geçerlidir [15].

Yoğuşturucudan su tarafından çekilen ısı miktarı, termodinamiğin birinci kanuna göre iş etkileşiminin olmadığı, durgun ve sabit hacimli bir sistem için aşağıdaki formül ile bulunur [4, 13].

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{su}\Delta h_{su} = \rho_{su}\dot{V}_{su}c_{p,su}(t_6 - t_5) \quad (6)$$

Burada  $\rho_{su}$ , suyun yoğunluğu, birimi  $kg/m^3$ ;  $\dot{V}_{su}$ , yoğuşturucuda dolaşan suyun hacimsel debisi, birimi  $m^3/s$ ; ve  $t_5$  ile  $t_6$  sırasıyla suyun yoğuşturucuya giriş ve çıkış sıcaklıkları olup, birimleri  $^{\circ}C$ 'dir.  $c_{p,su}$  suyun ortalama özgül ısısıdır ve yapılacak hesaplamalarda  $4187 J/kg^{\circ}C$  olarak sabit kabul edilmiştir. Hesaplama sonucunda suya transfer edilen ısı  $\dot{Q}_{su}$ ,  $W$  cinsinden bulunur.

Sulu kondenserde ısınan su, fanlı serpantine gelerek havayı ısıtır. Havaya atılan ısı miktarı, entalpi değişimiyle bulunur [4, 13].

$$\dot{Q}_{hava} = \dot{m}_{hava}(h_8 - h_7) \quad (7)$$

Burada  $\dot{m}_{hava}$  havanın kütleli debisi, birimi  $kg/m^3$  ve  $h_7$  ile  $h_8$  sırasıyla fanlı serpantin çıkış ve girişindeki havanın entalpileri olup birimleri,  $kJ/kg$ 'dır. Havanın entalpisinin hesaplanması için serpantin giriş ve çıkışındaki havanın kuru termometre sıcaklığı ile izafi (bağıl) nemi ölçülmüştür. Bu değerleri kullanarak havanın birim kuru hava kütlesi için entalpisi [4, 16, 17];

$$h = 1.005 \cdot T + \omega(2501.3 + 1.82 \cdot T) \quad (8)$$

Burada  $T$ , °C cinsinden hava sıcaklığıdır ve  $\omega$  ise özgül nem ve birimi  $kJ/kg$ 'dır.

Özgül nem; birim kuru hava kütlelerinin içinde bulunan su buharı miktarı olup aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır [4, 16, 17];

$$\omega = \frac{0.622 \phi P_{doy,T}}{P - \phi P_{doy,T}} \quad (9)$$

Burada  $\phi$  havanın bağıl nemi,  $P$  atmosfer basıncını ve  $P_{doy,T}$  ise  $T$  sıcaklığındaki suyun doyma basıncıdır. Atmosfer basıncı;  $P = 101.325 \text{ kPa}$  alınmıştır. Suyun doyma basıncı ise aşağıdaki bağıntı yardımıyla bulunur [15].

$$P_{doy,T} = [0.782 + 2.962(T/100) + 6.290(T/100)^{2.325}]^2 \quad (10)$$

Isı pompaları hem ısıtma amaçlı hem de soğutma amaçlı kullanılmaktadır. Isı pompasının ısıl etkinliği ( $COP$ ) hem ısıtma için hem de soğutma için ayrı ayrı hesaplanır. Teorik olarak ısı pompasının teorik ısıtma ( $COP_I$ ) ve soğutma ( $COP_S$ ) etkinlik katsayıları [4, 13];

$$COP_I = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_k} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (11)$$

ve

$$COP_S = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{W}_k} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (12)$$

denklemleri ile hesaplanır. Burada  $\dot{Q}_y$ ,  $\dot{Q}_b$  ve  $\dot{W}_k$  değerleri sırasıyla (4), (1) ve (2) numaralı denklemler yardımıyla hesaplanır. Tüm sistemin gerçek etkinlik katsayısı için ise (2) numaralı eşitlikte belirtilen kompresörün net sıkıştırma işi yerine (3) numaralı eşitlikte belirtilen elektriksel güç girdisi kullanılmalıdır.

#### 4. Sonuçlar ve tartışma

Su soğutmalı yoğuşturucuda su debileri 200, 300 ve 400 l/h olarak yüksek (A), orta (B) ve alçak (C) basınç değerleri için ayarlanmış ve R134a, R422D ve R417A soğutucu akışkanları için deneyler tekrarlanmıştır. Yüksek basınç çalışma şartlarında, yoğuşturucu basınçları R134a, R422D ve R417A gazları için sırasıyla 9 bar, 12 bar, 11 bar; orta basınç şartlarında sırasıyla 8 bar, 11 bar, 10 bar ve son olarak alçak basınç çalışma şartlarında ise sırasıyla 7 bar, 10 bar ve 9.2 bar olarak ölçülmüştür. R134a, R422D ve R417A gazlarının buharlaştırıcı basınçları (emme basıncı =  $P_L$ ) ile yoğuşturucu basınçlarının (basma basıncı =  $P_H$ ) yüksek, orta ve alçak basınç çalışma şartlarındaki değerleri Tablo 3'te gösterilmiştir.

Tablo 3. Soğutucu akışkanların yüksek, orta ve alçak basınç çalışma şartlarındaki emme ve basma basınç değerleri.

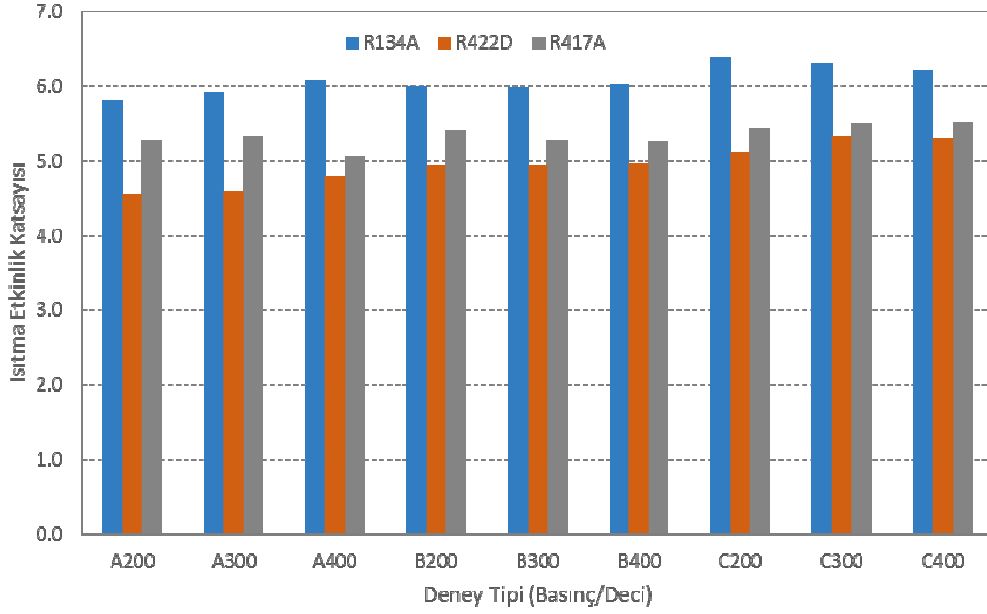
Soğutucu Akışkan	Çalışma Basınçları					
	Yüksek Basınç		Orta Basınç		Alçak Basınç	
	$P_L$ (bar)	$P_H$ (bar)	$P_L$ (bar)	$P_H$ (bar)	$P_L$ (bar)	$P_H$ (bar)
R134a	2.5	9	2	8	1	7
R422D	3.2	12	1.8	11	0.9	10
R417A	3	11	2	10	1	9.2

Isı pompası hem ısıtma hem de soğutma amaçlı kullanılabilmesi için deneylerden elde edilen sonuçlar hem ısıtma etkinliği için hem de soğutma etkinliği için kullanılabilir. Isı pompasının ısıtma etkinliğini değerlendirmek için fanlı serpantin çıkışındaki havaya aktarılan enerji miktarı dikkate alınmıştır. R134a, R422D ve R417A soğutucu akışkanlarıyla çalışan ısı pompası sistemlerinin her su debisi ve basınç değeri için teorik ısıtma etkinlik katsayılarının değişimi Şekil 2'de verilmiştir.

Yapılan hesaplamalarda yüksek basınçta ve 200 l/h su debisiyle çalıştırılan sistemde (A200) soğutucu akışkan olarak R134a kullanıldığında teorik ısıtma etkinlik katsayısı 5.8, R417A kullanıldığında 5.3 ve R422D kullanıldığında ise 4.6 olarak hesaplanmıştır. Su debisi 300 l/h'e çıkarıldığında (A300) teorik ısıtma etkinlik katsayısı R134a ile çalışan ısı pompasında 5.9, R417A ile çalışan ısı pompasında 5.3 ve R422D ile çalışan ısı pompasında ise 4.6 olarak bulunmuştur. Yüksek basınçta çalışan ısı pompasında su debisi 400 l/h iken (A400) teorik ısıtma etkinlik katsayısı R134a için 6.1, R417A için 5.1 ve R422D için ise 4.8 olarak elde edilmiştir.

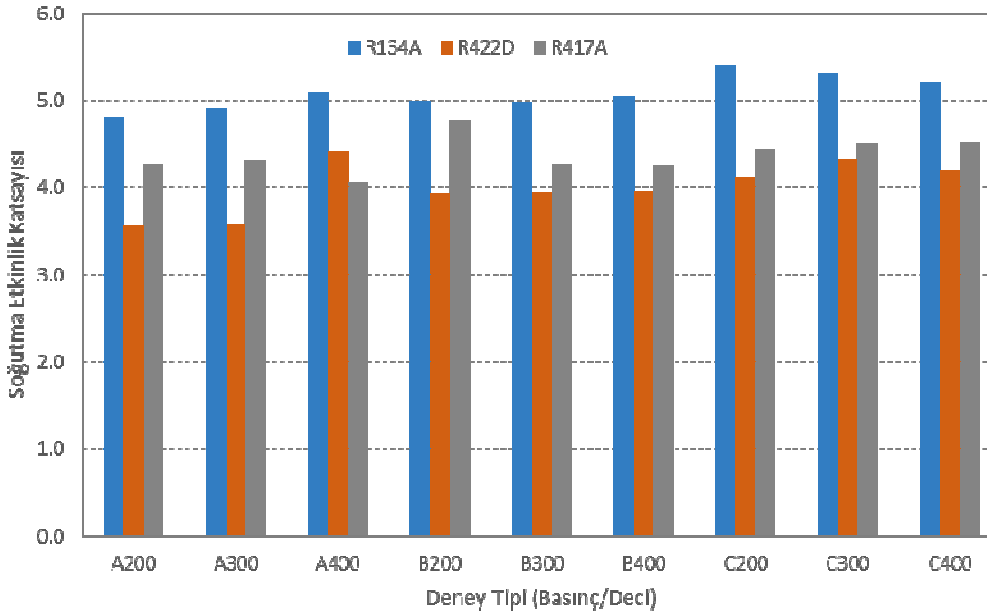
R134a, R417A ve R422D soğutucu akışkanları orta basınçta 200 l/h su debisiyle (B200) çalıştırıldıklarında teorik ısıtma etkinlik katsayıları sırasıyla 6.0, 5.8 ve 4.9; 300 l/h su debisiyle (B300) çalıştırıldıklarında 6.0, 5.3 ve 4.9; son olarak 400 l/h su debisiyle (B400) çalıştırıldıklarında da 6.0, 5.3 ve 5.0 olarak hesaplanmış. Alçak basınçta çalıştırılan ısı pompasında ise R134a, R417A ve R422D soğutucu akışkanlarının teorik ısıtma etkinlik katsayıları 200 l/h su debisi (C200) için sırasıyla 6.4, 5.4 ve 5.1; 300 l/h su debisi (C300) için sırasıyla 6.3, 5.5 ve 5.3; 400 l/h su debisi (C400) için de sırasıyla 6.2, 5.5 ve 5.2 olarak elde edilmiştir.





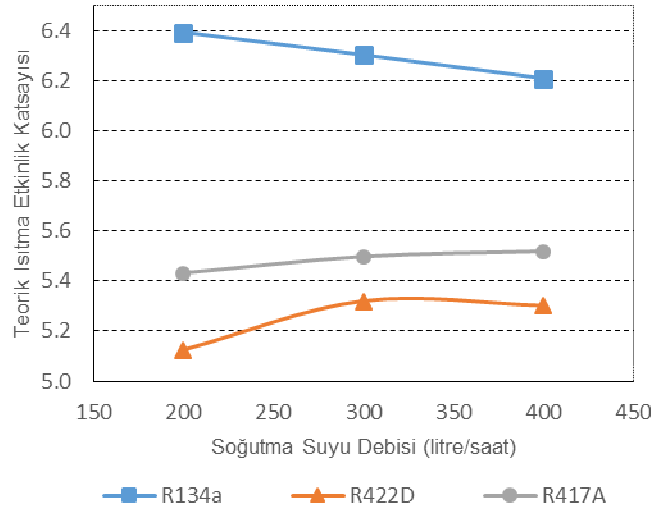
Şekil 2. Farklı soğutucu akışkanlar için değişik su debisi ve basınç değerlerine göre teorik ısıtma etkinlik katsayılarının değişimi.

Isı pompaları, ısıtma için kullanıldığı gibi soğutma amacıyla da kullanılmaktadır. Aynı çevrimin, soğutma maksadıyla çalıştırıldığı düşünülürse buharlaştırıcı ünitesinde havayı soğutma etkisi incelenmelidir. Buna göre R134a, R422D ve R417A soğutucu akışkanlarıyla çalışan ısı pompası sistemlerinin 200, 300 ve 400 l/h su debisi ile alçak, orta ve yüksek basınç değeri için teorik soğutma etkinlik katsayılarının değişimi Şekil 3'te verilmiştir.

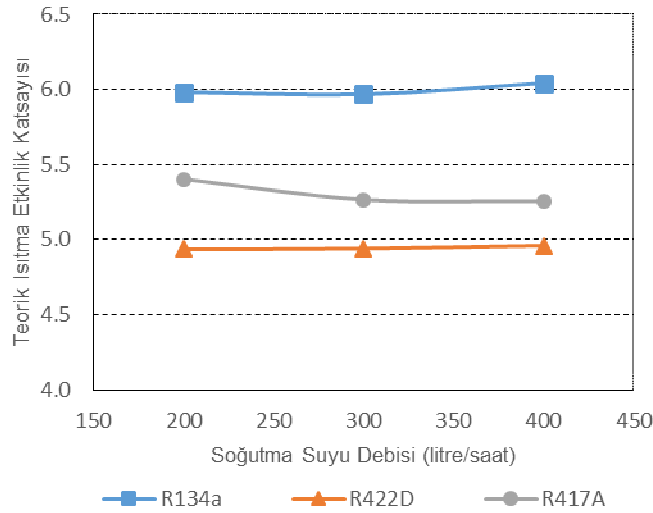


Şekil 3. Farklı soğutucu akışkanlar için değişik su debisi ve basınç değerlerine göre teorik soğutma etkinlik katsayılarının değişimi.

Isıtma etkinlik katsayılarının değişimi ile soğutma etkinlik katsayılarının değişimi benzer olmaktadır. Şekil 4, Şekil 5 ve Şekil 6’da sırasıyla alçak, orta ve yüksek basınç için soğutma su debisinin teorik ısıtma etkinlik katsayısına etkisi gösterilmiştir.

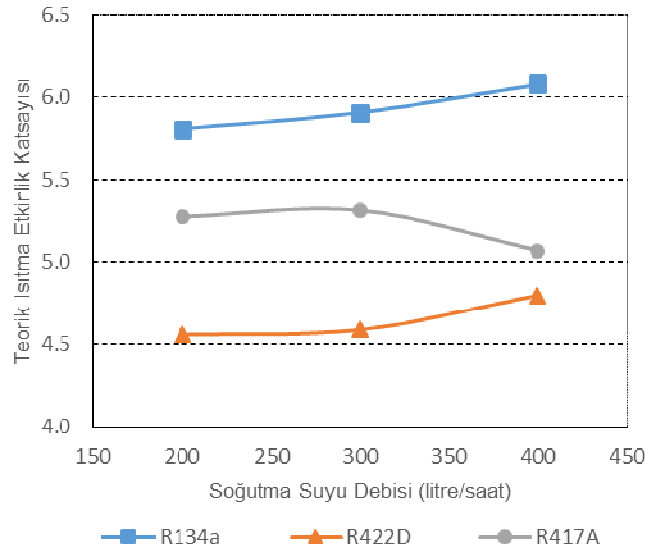


Şekil 4. Alçak basınç altında her soğutucu akışkan için su debisiyle teorik soğutma etkinlik katsayılarının değişimi.

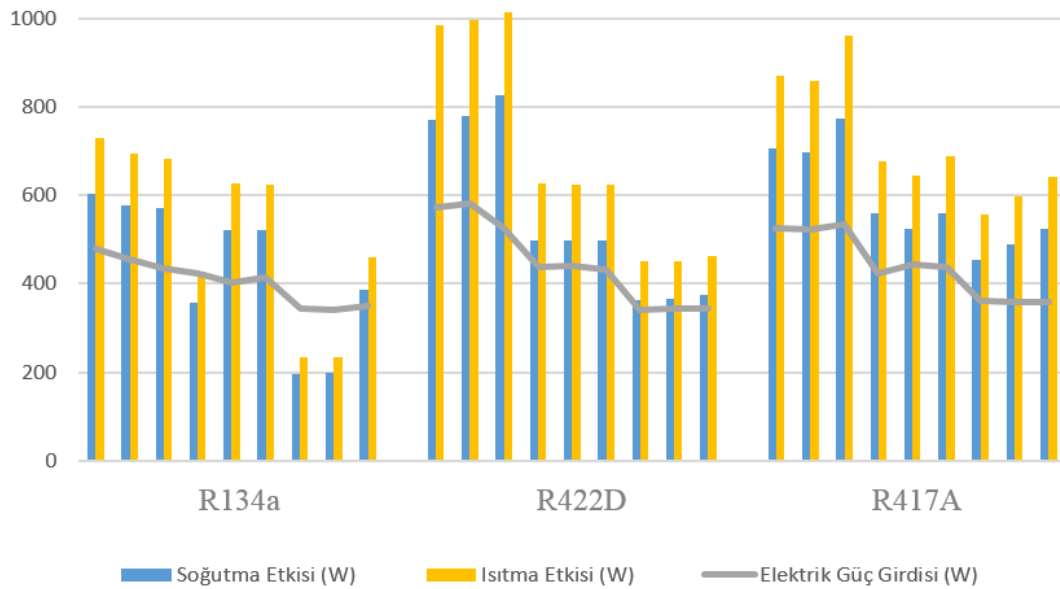


Şekil 5. Orta basınç altında her soğutucu akışkan için su debisiyle teorik soğutma etkinlik katsayılarının değişimi.

Hesaplamalardan elde edilen bulgulara göre, şekillerden de anlaşılabilirdiği gibi, su debisinin artması ile teorik ısıtma ve soğutma etkinlik katsayıları az miktarda artma eğilimi göstermiştir. Örneğin yüksek basınç çalışma şartlarında R134a için 200 l/h (A200), 300 l/h (A300) ve 400 l/h (A400) su debilerindeki teorik ısıtma etkinlik katsayıları sırasıyla 5.8, 5.9 ve 6.1 olmaktadır. Ancak R134a için alçak basınçta soğutma suyunun artması etkinlik katsayısında düşüşe neden olmuştur. Ayrıca basıncın yükselmesiyle etkinlik katsayıları, kompresördeki zorlanmadan ötürü düşmektedir. Örneğin R134a soğutucu akışkan 200 l/h su debisi ile çalıştırıldığında teorik etkinlik katsayıları alçak (C200), orta (B200) ve yüksek basınç (A200) değerleri için sırasıyla 6.4, 6.0 ve 5.8 olarak bulunmuştur.



Şekil 6. Yüksek basınç altında her soğutucu akışkan için su debisiyle teorik soğutma etkinlik katsayılarının değişimi.



Şekil 7. Soğutucu akışkanların farklı basınç ve su debileri için ısıtma ve soğutma miktarları ile buna karşılık çektikleri elektrik enerjilerinin değişimi.

Şekil 4, Şekil 5 ve Şekil 6'da her çalışma basıncı ve her su debisi için R134a'nın ısıtma etkinlik katsayısı en yüksek, R422D'nin ise en düşük değerlerde olduğu tespit edilmiştir. Yoğuşurucu soğutucu su debisi arttıkça kondenser basıncı düşeceğinden soğutma suyu debisinin artmasıyla etkinlik katsayısının artması beklenmektedir, ancak bazı değerlerin azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi R134a ile çalışan bir ısı pompası sisteminin diğer gazlarla test edilmesindedir. Çünkü kompresör ve genişleme elemanı R417A ve R422D için uygun değildir. Bunu her soğutucu akışkanın çektiği veya attığı ısı miktarlarına bakarak da söylemek mümkündür. Şekil 7'de ısıtma ve soğutma etkisine karşılık ısı pompasının her soğutucu akışkan için harcadığı elektrik gücü gösterilmektedir. Buna göre aynı soğutma etkisi için en fazla enerjiyi R422D soğutucu akışkanı ve en az enerjiyi ise R134a soğutucu akışkanı harcamıştır.

## Kaynaklar

- [1] Kaya M., Isı pompası ve kombi ısıtma sistemleri maliyet analizleri, **Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi**, 6, 2, 39-47, (2009).
- [2] Bulgurcu, H., **Bakım arıza bulma ve servis işlemleri**. 2. baskı, İSKAV Yayınları, 4, 301-347, (2011).
- [3] Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S. ve Yamankaradeniz, R., **Soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları**, 2. baskı, Dora Yayıncılık, 13-14, (2009).
- [4] Çengel, Y.A. ve Boles, A.M., **Thermodynamics an engineering approach**, McGraw-Hill, (1989).
- [5] Özkol, N., **Uygulamalı soğutma tekniği**, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Ankara, (2010).
- [6] Şimşek, E., Karaçaylı, İ. ve Ekerer, S.C., Basınç – entalpi diyagramlarının kullanımı ve tasarım sıcaklığındaki değişimin sistem performansı üzerindeki etkileri, **1. Uluslararası Mühendislik Teknolojileri ve Uygulamalı Bilimler Konferansı**, 695-702, (2016).
- [7] Berntsson, T., Heat sources-technology, economy and environment, **International Journal of Refrigeration**, 25, 428-438, (2002).
- [8] Coşkun, S., Sürekli rejimde farklı soğutucu akışkanlar için hava-su kaynaklı mekanik buhar sıkıştırımlı ısı pompasının simülasyonu, **Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi**, 9, 1, 41-51, (2004).
- [9] Ozgener, O. ve Hepbasli, A., Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system, **Energy and Buildings**, 37, 101-110, (2005).
- [10] Dikici, A., Akbulut, A., Gülçimen ve F., Akbulut, A., Hava kaynaklı ısı pompası sisteminin performans katsayısı, enerji ve ekserji analizi, **Tesisat Mühendisliği Dergisi**, 87, 33-42, (2005).
- [11] Alkan, R., Kabul, A. ve Kızıllan, Ö., Toprak kaynaklı bir ısı pompasının farklı soğutucu akışkanlar için termodinamik analizi, **Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi**, 34, 1, 27-34, (2014).
- [12] Töre, H., Kılıçarslan, A., Dış ortam sıcaklığının soğutma durumunda çalışan ısı pompası performansına etkisinin deneysel olarak incelenmesi, **ESSİAD Soğutma Dünyası Dergisi**, 19, 73, 70-76, (2016).
- [13] Karaçaylı, İ. ve Canlı, Y., **İklimlendirme ve soğutma uygulamaları ve laboratuvarı ders notu ve deney föyleri**, Ege Üniversitesi Derleme Ders Notu, 2-5, (2016).
- [14] Chemours Refrigerant Expert 1.0, [https://www.chemours.com/Refrigerants/en\\_US/products/DUPREX/DUPREX.html](https://www.chemours.com/Refrigerants/en_US/products/DUPREX/DUPREX.html) (14.06.2017).
- [15] Yılmaz, T., **Teorik ve uygulamalı ısı transferi**, Papatya Bilim, 439-442, (1999).
- [16] Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Çoşkun, S. ve Kaynaklı, Ö., **İklimlendirme esasları ve uygulamaları**, Dora Yayıncılık, (2007).
- [17] Doğan, H., **Uygulamalı havalandırma ve iklimlendirme esasları**, 2. baskı, Seçkin Yayıncılık, 87-92, (2012).