

## Otomobil Isı Pompası Sistemlerinde R152a'nın Kullanımında Çevre ve Akış Şartlarının Sistem Performansı Üzerine Etkisi

Mehmet DİREK\*<sup>ORCID</sup>, Fikret YÜKSEL

Yalova Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği, Yalova

Geliş / Received: 28/05/2018, Kabul / Accepted: 18/12/2018

### Öz

Bu çalışmada, bir otomobil ısı pompası sisteminde R152a soğutucu akışkanının kullanımı farklı hava sıcaklık ve hızlarında test edilmiştir. Deneylerde iç ve dış üniteye (yoğuşurucu ve buharlaştırıcı) giren hava akımı hız ve sıcaklıkları değiştirilerek, sistemin ısıtma durumundaki performansı belirlenmiştir. Klima ve ısı pompası sistemlerinde yaygın olarak kullanılan R134a soğutucu akışkanı çalışma şartları ile R152a'nın çalışma şartları karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, R152a soğutucu akışkanı ile çalıştırılan sistemin ısıtma kapasitesinin R134a'ya göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. İç ünite girişindeki hava debisinin artmasıyla R152a'nın ısıtma kapasitesi değerlerinin azaldığı görülmüştür. Ayrıca, hava akış şartlarının performansa olan etkisinin sıcaklık şartlarına göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. R152a'nın gerekli iyileştirmeler yapıldığında otomobil iklimlendirme sistemlerinde uygun alternatif bir soğutucu akışkan olabileceği belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** R134a, R152a, otomobil ısı pompası sistemi

### Influence of air temperature and flow conditions on the system performance in the use of R152a in automobile heat pump systems

### Abstract

In this study, the use of R152a in an automobile heat pump system was experimentally investigated under different air temperatures and air flow rates. System performance was determined by changing the air flow rates and temperatures entering the indoor and outdoor units. Operating conditions of R134a and R152a, which used in air conditioning and heat pump systems, are compared. It was determined that the heating capacity of the R152a was higher than that of R134a. It was also seen that the heating capacity of R152a increased with the decreased of the air flow rates at the indoor unit. Besides, it was observed that the effect of air flow conditions on the performance parameters was higher than environmental conditions. Finally, it was determined that R152a can be used as an alternative refrigerant in automotive air conditioning systems when the necessary improvements made.

**Keywords:** R134a, R152a, automobile heat pump system

## 1. Giriş

Hidroflorokarbon (HFC) grubu soğutucu akışkanların yüksek Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) değerleri nedeniyle çevreye verdikleri zararlardan dolayı alternatif soğutucu akışkanların kullanımları ile ilgili çalışmalar devam etmektedir. Mobil iklimlendirme sistemlerinde yaygın olarak kullanılmakta olan R134a'nın GWP değeri 1300 olup Avrupa Birliği direktifleri

tarafından kullanımına sınırlamalar getirilmektedir (2014/517/EU). Bu kapsamda, Avrupa Birliği direktifleri GWP değeri 150'nin altında olan soğutucu akışkanların kullanımına müsaade etmektedir. R134a'nın düşük GWP değerine sahip en önemli alternatiflerinden olan Hidrofloroolefin (HFO) grubundan R1234yf ve R1234ze(E) soğutucu akışkanlarının fiyatlandırması R1234yf (110-150 USD/kg) ve R1234ze( 35-

50 USD/kg) aralığında değişmektedir. Bunlara ilaveten Dünya üzerinde HFO soğutucu akışkanlarını üreten iki büyük üretici olduğu düşünüldüğünde yeni alternatiflerin bulunması şarttır (Ciconkov R., 2018).

R152a'nın GWP değerlerine bakıldığında R134a'dan düşük olduğu, Avrupa Birliği direktifinin sınırları içerisinde değerlendirilebileceği görülmektedir (Tablo 1). Bu nedenle R134a kullanılan sistemlerde farklı soğutucu akışkan kullanılması düşünüldüğünde R152a ön plana çıkmaktadır. Literatürde R152a'nın iklimlendirme sistemlerinde kullanımı ile ilgili yapılan çalışmalardan bazıları aşağıda sıralanmıştır.

**Tablo 1.** Soğutucu akışkan özellikleri 25 °C (Lemmon vd., 2014).

Özellikler	R134a	R152a
ASHRAE Güvenlik Sınıflandırması	A1	A2
ODP	0	0
GWP	1300	124
Kritik sıcaklık (K)	247,08	386,41
Kritik basınç (kPa)	4059,28	4516,8
Buhar yoğunluğu ( kg.m <sup>-3</sup> ) 25 °C	32,35	18,47
Sıvı yoğunluğu (kg.m <sup>-3</sup> ) 0 °C	1294,8	959,11
Gizli buharlaşma ısısı (kJ.kg <sup>-1</sup> )	198,72	279,36

Ghodbane (1999), çalışmasında R134a kullanan buhar sıkıştırma soğutma çevriminde alternatif olarak R152a'yı test etmiş ve soğutma tesir katsayısı (STK) değerinin R134a'ya göre %15 oranında daha yüksek olduğunu belirlemiştir. Scherer vd., (2003), R134a ile R152a soğutucu akışkanlarını buhar sıkıştırma mekanik soğutma çevriminde test etmiş ve birbirine yakın performans değerleri elde etmişlerdir. Meng vd., (2016) bir otomobil iklimlendirme sisteminde, R134a'nın alternatifi olarak düşük

GWP değerine sahip R1234ze(E) ve R152a soğutucu akışkanlarının karışımlarının kullanılması durumunda performans parametrelerinin değişimlerini incelemiştir. R134a ile karşılaştırıldığında en yüksek değerlerin karışımın %50 R1234ze(E)/%50 R152a olduğu durumda elde edildiğini belirlemiştir.

Hoşöz vd., (2015) yaptıkları çalışmada farklı ısı kaynakları kullanabilen bir ısı pompası sisteminde R134a'yı test etmişlerdir. Isı kaynağı olarak motor soğutma suyunun kullanılması ile en iyi performans değerlerinin elde edildiğini tespit etmişlerdir. Wang vd., (2017) soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanılan bir ısı pompası sistemini test etmişlerdir. Dış ortam hava sıcaklığının -20 °C olması durumunda ısıtma tesit katsayısını (ITK) 3,1 ısıtma kapasitesini ise 3,6 kW olarak hesaplamışlardır. Lee vd., (2016) otomobil ısı pompası ile gerçekleştirdikleri testlerde -10 °C'nin altında dış hava sıcaklıklarında ısı pompasının yardımcı bir sistemle birlikte çalışmasının uygun olacağını ifade etmişlerdir. Bu sonuçlara benzer olarak, Wanga vd., (2017) otomobil ısı pompası sistemi üzerinde yaptıkları deneylerde dış hava sıcaklıklarının -18 °C altında olduğu durumlarda sistemin ısıtma kapasitesinin yetersiz kaldığını tespit etmişlerdir. Meng vd., (2018) R1234yf'ye % 11 oranında R134a ilave ederek elde ettikleri karışımı bir otomobil iklimlendirme sisteminde test etmişlerdir. R1234yf/R134a karışımından elde edilen ısıtma kapasitesinin ve COP değerlerinin R134a ya kıyasla sırasıyla % 3 ve % 4-16 daha düşük olduğunu tespit etmişlerdir. Karışımının volumetrik veriminin ise R134a'ya göre % 5 daha yüksek olduğunu belirlemiştir. Literatür incelendiğinde R152a'nın otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanım ile ilgili yapılan çalışmaların yeterli olmadığı ve hava hız ve sıcaklıklarının sistem performansına etkisinin kapsamlı olarak araştırılmadığı anlaşılmaktadır. Bu çalışmada otomobil

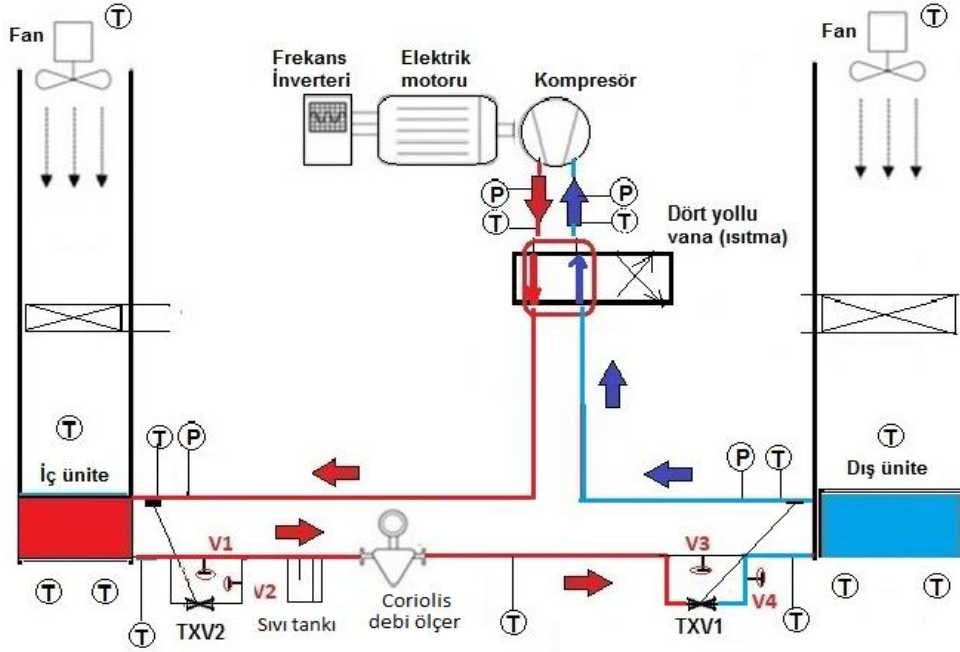
iklimlendirme sistemine eşdeğer olarak kurulan bir otomobil ısı pompası deney sisteminde R134a ve R152a soğutucu akışkanlarının kullanımı ısıtma durumu için değerlendirilmiştir. Otomobil ısı pompası sisteminde R152a kullanılması durumunda çevre sıcaklığı ve hava akış şartlarının sistem performansı üzerine etkileri deneysel olarak belirlenmiştir.

## 2. Materyal ve Metot

### 2.1. Deney Sisteminin Tanıtımı

Deneysel otomobil ısı pompası sistemi klasik bir otomobil klima sistemi oluşturulmuştur.

Sistemin ısıtma amaçlı kullanılabilmesi amacıyla dört yöllü valf ve çeşitli vanalar eklenmiştir (Şekil 1). Tablo 2'de sistemi oluşturan ekipmanların özellikleri incelenebilir.



Şekil 1. Deneysel ısı pompası sisteminin genel görünümü.

Isı pompası sisteminin ısıtma modunda çalışması durumunda soğutucu akışkan akımının izlediği yollar Şekil 1'de verilmektedir. Isıtma durumunda kompresörden çıkan soğutucu akışkan iç üniteye gönderilmekte iç ortama ısısını vererek yoğunlaştırılmaktadır. İç üniteden geçen soğutucu akışkan kapalı durumda olan TXV2'yi py-pass ederek sıvı tankına gelmektedir. Daha sonra kütleli debi ölçerden geçen soğutucu akışkan TXV1'e gelmekte ve basıncı ve sıcaklığı düşürülerek, dış üniteye girmektedir (Bu durumda V3 kapalı V4 valfi ise açıktır).

Soğutucu akışkan dış üniteye çevre havasından ısı çekerek buharlaşmakta en son olarak kompresör girişine yönlendirilmekte ve çevrimini tamamlamaktadır (Şekil 1). İç ve dış ünite kanalları içine istenilen hava akımı sıcaklıklarını sağlamak amacıyla elektrikli ısıtıcılar ve hava kanallarının girişine istenen hava akımı hızlarını sağlamak için ayarlanabilir fanlar yerleştirilmiştir. Bağlantı elemanı olarak, buhar ve sıvı hattında bakır borular kullanılmıştır. Bağlantı elemanları çaplarına uygun yalıtım malzemesi ile yalıtılmıştır.

**Tablo 2.** Deneysel sistemde kullanılan ekipmanların özellikleri.

Ekipman	Özellikler
Kompresör	138 cc, Silindir sayısı: 5
Dış ünite (buharlaştırıcı)	580 x 350 x 20 mm <sup>3</sup>
İç ünite (yoğuşturucu)	220 x 260 x 60 mm <sup>3</sup>
Kısılma Vanası	TXV (5,27 kW)

Sistemde dolaşan soğutucu akışkanın sıcaklıkları her bir bileşenin giriş ve çıkış noktalarından K tipi termokuplar kullanılarak ölçülmüştür. Ölçülen değerler veri toplama cihazı ile bilgisayara aktarılmıştır. Sistemde basınç ölçümü buharlaşma ve yoğuşma basıncı olmak üzere iki noktadan dijital manifold ile yapılmıştır. Soğutucu akışkanın kütleli debisi Coriolis tipi debimetre ile ölçülmüştür. Ölçüm cihazlarına ait hassasiyetler Tablo 3'de verilmektedir. Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri ve entalpileri REFPROP 9.1 programından alınmıştır (Lemmon vd.,2014). Deneysel çalışmada soğutucu akışkanların Tablo 1'de belirtilen sıvı haldeki yoğunluklarına bağlı olarak R134a'dan 575 g, R152a'dan 425 g soğutucu akışkan yüklenmiştir. Deneylerde dış üniteye giren hava akımının sıcaklığı 7°C, iç üniteye giren hava akımının sıcaklığı ise 7/15/20°C'de sabit tutulmuştur. Kompresör devri 750 ve 2750 d/d arasında 500 d/d artışlarla değiştirilerek deneyler yapılmıştır. Deneylerde çevresel ortam ile dengeli hale getirildikten sonra ölçümler alınmıştır. Çevrimin performansının ölçülmesinde kullanılan ana veriler sıcaklık, basınç ve kütleli debidir. Ölçüm cihazlarına ait hassasiyet ve ölçüm aralığı değerleri Tablo 3'de verilmiştir.

**Tablo 3.** Kullanılan Ölçüm Cihazlarının Özellikleri

Ölçülen değer	Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Doğruluk
Sıcaklık	K-tip termokupl	-100 - 1370 °C	± 0,8 °C
Basınç	Elektronik Manifold	-1 - 60 bar	± % 0,5
Hava akış oranı	Anemometre	0 - 30 ms <sup>-1</sup>	±% 2
Soğutucu akışkan debisi	Coriolis kütleli debi ölçer	0 - 5 kg s <sup>-1</sup>	±% 0,1
Güç	Pens ampermetre	0-600 kW	±% 2
Kompresör hızı	Frekans inverteri	10 - 50 Hz	±% 0,2

## 2.2. Termodinamik Analizi

Deneysel ısı pompası sisteminin ısıtma çevrimi olarak çalıştırılması durumunda kullanılan enerji denklemleri aşağıda verilmektedir. Sistemden iç ortama verilen ısıtma kapasitesi aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{ısıtma}} = \dot{m}_r (h_{\text{iç ünite,g}} - h_{\text{iç ünite,ç}}) \quad (1)$$

Kompresörün adyabatik olarak çalıştığı kabul edilirse, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç aşağıdaki denklem kullanılarak bulunur.

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_r (h_{\text{komp,ç}} - h_{\text{komp,g}}) \quad (2)$$

Enerji etkenliğinin bir göstergesi olan ısıtma tesir katsayısı ise, soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranlanması ile aşağıdaki denklem kullanılarak bulunur.

$$\text{ITK} = \dot{Q}_{\text{ısıtma}} / \dot{W}_{\text{komp}} \quad (3)$$

### 3. Bulgular

Şekil 2-5 arasında otomobil ısı pompası sisteminde soğutucu akışkan olarak R152a kullanılması durumunda performans parametrelerinin kompresör devrine ve hava akış şartlarına bağlı değişimleri verilmektedir. Tüm testlerde dış ünite girişindeki hava akımı sıcaklığı 7 °C'dir. İç ünite girişindeki hava akımı sıcaklığı ise 7,15 ve 20 °C olarak değiştirilmiştir. Tüm testlerde dış üniteye giren hava akımı hızı 2,6 m/s'dir. İç üniteye giren hava debisi en düşük 232,9 m<sup>3</sup>/h, maksimum hava debisi değeri ise 698,8 m<sup>3</sup>/h olarak araç içi kabin şartları düşünülerek belirlenmiştir.

#### 3.1. R152a ve R134a soğutucu akışkanlarının iç ve dış üniteye giren hava akımı sıcaklıklarının sabit olması durumunda karşılaştırılması

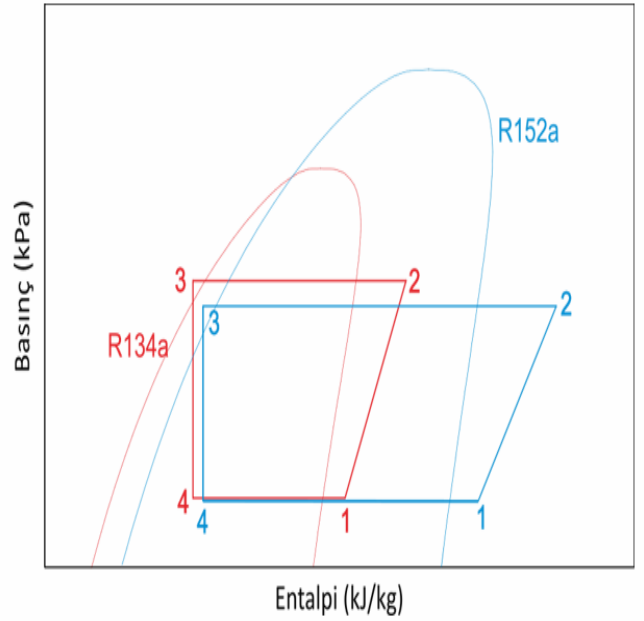
Bu testlerde, iç ve dış üniteye giren hava akımı sıcaklıkları sırasıyla 20 °C ve 7 °C, iç ünite hava debisi 232,9 m<sup>3</sup>/h, dış üniteye giren hava akımının hızı 2,6 m/s'dir. İç ünite hava sıcaklığı araçlarda yolcu kabini dönüş havası sıcaklığına yakın bir değer olarak 20 °C seçilmiştir. Tablo 4'de test şartları verilmiştir.

Tablo 4. R134a ve R152a karşılaştırma test şartları

Özellik	Set değerleri
Kompresör Devri (d/d)	750 – 2750 (500 d/d aralıkla)
T <sub>iç,h,g</sub> (°C)	20
T <sub>dış,h,g</sub> (°C)	7
.Soğutucu akışkanlar	R134a, R152a
V <sub>iç,h,g</sub> (m <sup>3</sup> /h)	232,9
V <sub>dış,h,g</sub> (m/s)	2,6

Şekil 2'de soğutucu akışkanların P-h diyagramında şematik gösterimi karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Şekil 2

incelendiğinde eşdeğer basınçta birim kütle değeri için R152a'nın buharlaşma gizli ısılarının, evaporatörde buharlaşırken özgül entalpisindeki farkın R134a'ya göre yaklaşık %55 daha yüksek olduğu görülmektedir. Özgül entalpi farklarının yüksek olması R152a'dan elde edilen ısıtma kapasitesi değerlerinin R134a'ya kıyasla daha yüksek olmasını sağlamaktadır. Şekil 3 (a), (b), (c) 'de R152a ve R134a kompresör devirlerine bağlı olarak performans parametrelerinin değişimleri verilmiştir. Şekil 3 (a)'da ısıtma kapasitesinin kompresör devriyle arttığı görülmektedir. Kompresör devirlerinin artmasıyla R152a'dan elde edilen ısıtma kapasitesindeki artışın R134a'ya göre daha yüksek olduğu görülebilir.

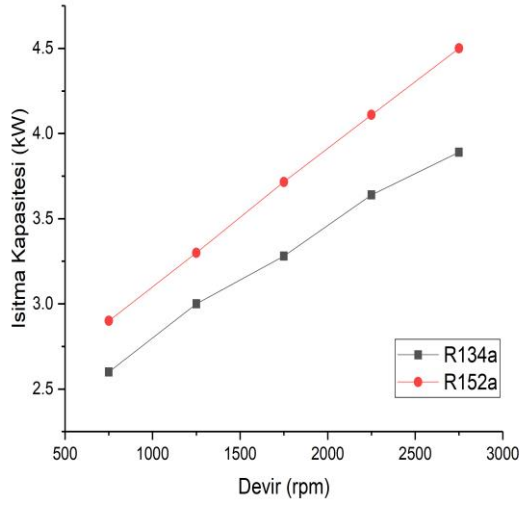


Şekil 2. Soğutma çevriminin R134a ve R152a için P-h diyagramında şematik gösterimi.

Kompresör gücü, kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin artması ve buharlaştırıcı basıncının düşüp, yoğuşurucu basıncının yükselmesi sonucu artmaktadır. R152a için kompresörde soğutucu akışkana verilen güç değerlerinin R134a'ya kıyasla daha yüksek olduğu görülmektedir (Şekil 3 b). Ayrıca, yüksek devirlerde aradaki farkın arttığı incelenebilir. Kompresör devrine bağlı

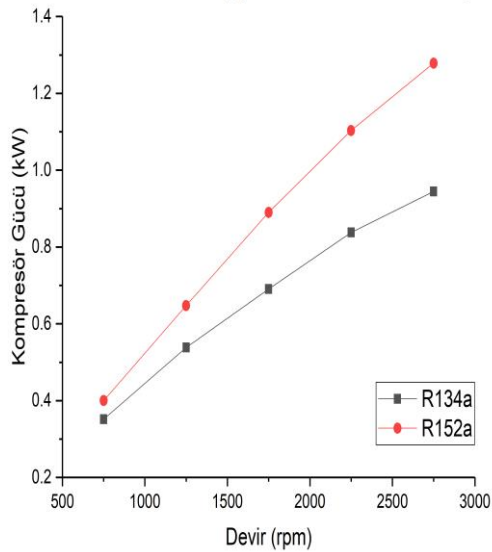
olarak ısıtma tesir katsayısının (ITK) değişimi Şekil 3 (c)'de verilmektedir. ITK, ısıtma kapasitesinin kompresör gücüne oranıdır. Kompresör devrinin artmasıyla ITK değerlerinin azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni kompresör devrinin artmasıyla kompresör gücündeki artışın ısıtma kapasitesindeki artışa göre daha yüksek olmasıdır. Soğutucu akışkan kütleli debisine bağlı olarak kompresör güç değerleri daha fazladır bu durum ITK değerinin azalmasına neden olmaktadır.

$T_{dis,h,g} = 7^{\circ}\text{C}$   $T_{ic,h,g} = 20^{\circ}\text{C}$   $V_{ic,h,g} = 232.9 \text{ m}^3/\text{h}$  (1.4 m/s)  $V_{dis,h,g} = 2.6 \text{ m}^3/\text{h}$



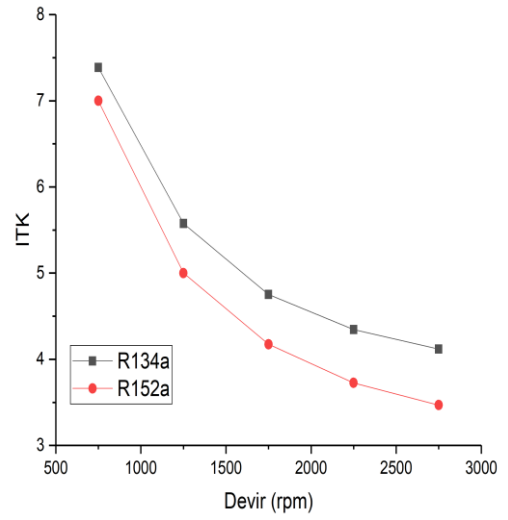
(a)

$T_{dis,h,g} = 7^{\circ}\text{C}$   $T_{ic,h,g} = 20^{\circ}\text{C}$   $V_{ic,h,g} = 232.9 \text{ m}^3/\text{h}$  (1.4 m/s)  $V_{dis,h,g} = 2.6 \text{ m}^3/\text{h}$



(b)

$T_{dis,h,g} = 7^{\circ}\text{C}$   $T_{ic,h,g} = 20^{\circ}\text{C}$   $V_{ic,h,g} = 232.9 \text{ m}^3/\text{h}$  (1.4 m/s)  $V_{dis,h,g} = 2.6 \text{ m}^3/\text{h}$



(c)

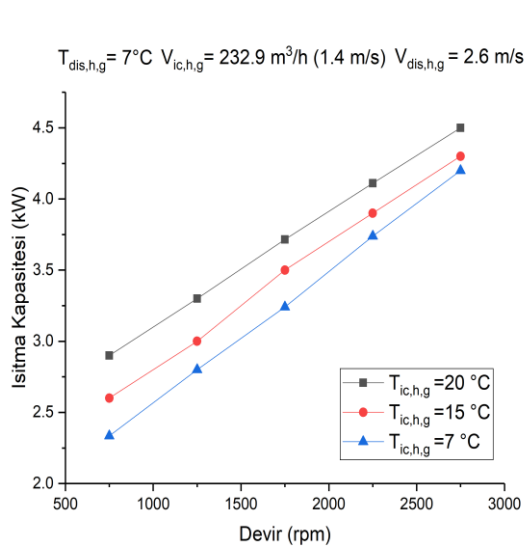
Şekil 3. Kompresör devrine bağlı olarak a) ısıtma kapasitesi b) kompresör gücü c) ITK değerlerinin değişimi.

### 3.2 Hava sıcaklığının sistem performansı üzerine etkisi

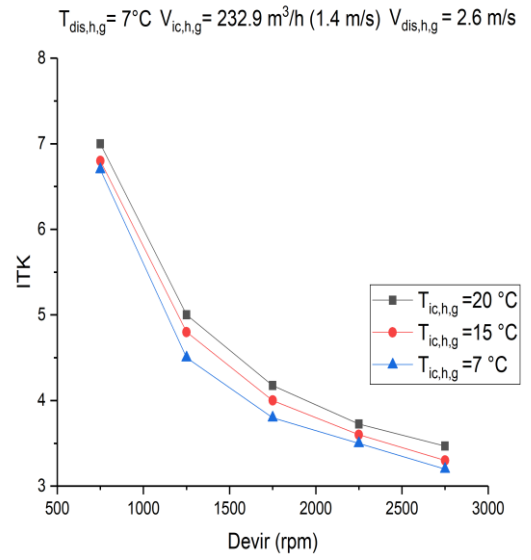
İç üniteden (yoğuşurucu) geçen hava akımı sıcaklığının performans parametreleri üzerine etkisi farklı kompresör hızları için Şekil 4 (a), (b), (c)'de verilmektedir. İç üniteden geçen hava akımı sıcaklığı sırasıyla 7, 15 ve 20 °C'de olarak seçilmiştir. Şekil 4 (a) ve (b) incelendiğinde, kompresör devirlerinin ve iç üniteye giren hava sıcaklıklarının artmasıyla ısıtma kapasitesi ve kompresör güçlerinin arttığı görülmektedir. Tablo 5'de test şartları verilmiştir.

**Tablo 5.** Hava sıcaklığının sistem performansı üzerine etkisi test şartları.

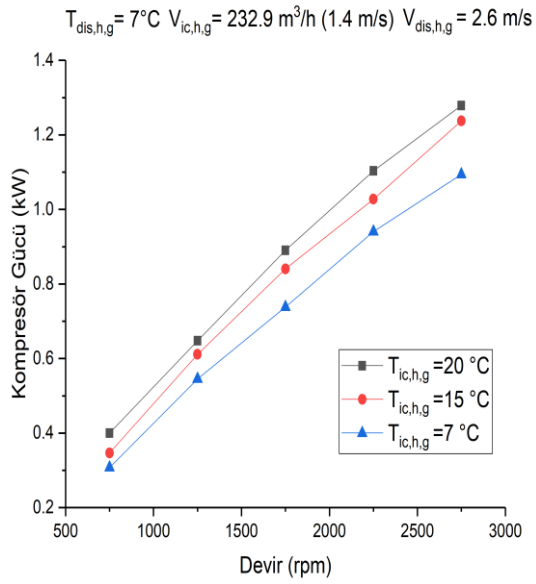
Özellik	Set değerleri
Kompresör Devri (d/d)	750 – 2750 (500 d/d aralık)
$T_{iç,h,g}$ (°C)	7/15/20
$T_{dış,h,g}$ (°C)	7
Soğutucu akışkanlar	R152a
$V_{iç,h,g}$ (m <sup>3</sup> /h)	232,9 m <sup>3</sup> /h
$V_{dış,h,g}$ (m/s)	2,6 m/s



(a)



(c)



(b)

**Şekil 4.** Kompresör devrine ve hava sıcaklıklarına bağlı olarak a) ısıtma kapasitesi b) kompresör gücü c) ITK değerlerinin değişimi.

İç üniteden geçen hava akımı sıcaklıklarının yükselmesiyle soğutucu akışkan ile hava akımı arasındaki sıcaklık farkının artmasından dolayı kompresördeki basınç farkı yükselir. Bunun sonucu olarak, soğutucu akışkan debisinin artmasıyla ısıtma kapasitesi değerleri artar. Isıtma kapasitesindeki değişimin sıcaklık farkından çok devir sayısı ile ilişkili olduğu görülmektedir.

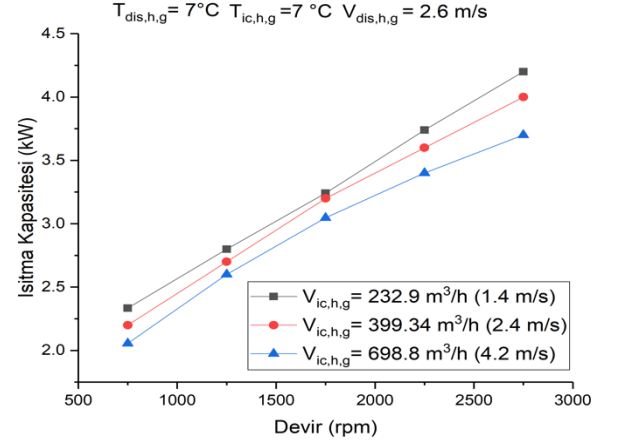
### 3.3. Hava akış şartlarının sistem performansı üzerine etkisi

Soğutucu akışkan olarak R152a kullanılması durumunda hava akış şartlarının performans üzerine etkisi Şekil 5 (a), (b), (c)'de verilmektedir. Hava debisi değerleri azaldıkça ısıtma kapasitesinin ve kompresörde soğutucu akışkan verilen güç değerlerinin arttığı anlaşılmaktadır.

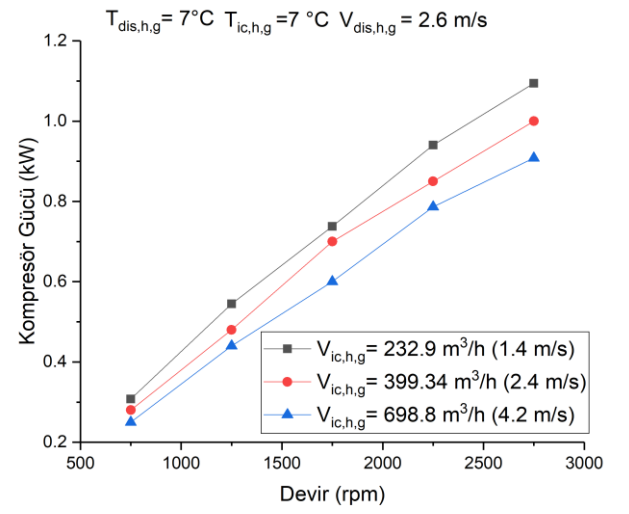
**Tablo 6.** Hava akış şartlarının sistem performansı üzerine etkisi test şartları.

Özellik	Set değerleri
Kompresör Devri (d/d)	750 – 2750 (500 d/d aralık)
$T_{iç,h,g}$ (°C)	7
$T_{dış,h,g}$ (°C)	7
Soğutucu akışkanlar	R152a
$V_{iç,h,g}$ (m <sup>3</sup> /h)	232,9 / 399,34 / 698,8
$V_{dış,h,g}$ (m/s)	2,6

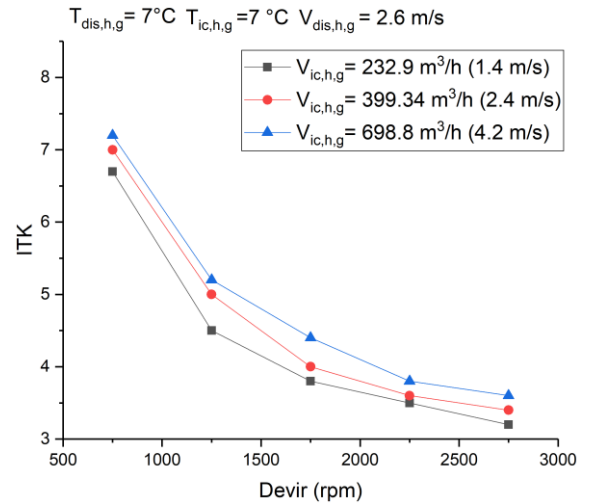
Şekil 5 (c)'de iç üniteye giren hava debisinin yükselmesiyle sistem ITK değerleri arttığı görülmektedir. Kompresör güçlerindeki artışın ısıtma kapasitedeki artıştan daha yüksek olmasından dolayı kompresör devrinin artmasıyla ITK değerleri azalmaktadır. Hava debisi artırıldığında havanın sistemden çektiği enerji değerinin eşdeğer olarak artmadığı görülmüştür. Hava hızına bağlı olarak akışkanın enerji transfer etme süresinin kısalması olarak değerlendirilmektedir. Şartlandırılan havanın istenilen performansı sağlaması için 230 m<sup>3</sup>/h debideki havanın uygun olacağı görülmüştür. Çalışma şartlarında bu değer 232,9 m<sup>3</sup>/h olarak ölçülmüştür.



(a)



(b)



(c)

**Şekil 5.** Kompresör devrine ve hava akış şartlarına bağlı olarak a) ısıtma kapasitesi b) kompresör gücü c) ITK değerlerinin değişimi.



#### 4. Sonuç ve Tartışma

Bu çalışmada, otomobil ısı pompası sisteminde R152a'nın kullanımı deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma sonucu elde edilen sonuçlar ve değerlendirmeler aşağıda sunulmaktadır. R134a ile karşılaştırıldığında sistemde soğutucu akışkan olarak R152a kullanıldığında daha yüksek ısıtma kapasitesi değerlerine ulaşılmıştır. Kompresör devirlerinin artmasıyla R152a'dan elde edilen ısıtma kapasitesindeki artışın R134a'ya göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. R152a için kompresör gücü değerlerinin R134a'ya kıyasla daha yüksek olduğu ve buna bağlı ITK değerlerinin daha düşük olduğu tespit edilmiştir. İç üniteye giren hava akımı debilerinin artmasıyla ısıtma kapasitesi ve kompresör güçlerinin azaldığı gözlenmiştir. Şartlandırılan havanın istenilen performansı sağlaması için 230 m<sup>3</sup>/h debideki havanın uygun olacağı görülmüştür. Bu sonuçlar doğrultusunda GWP değeri Avrupa Birliği direktiflerine uygun yanıcılık oranı ise diğer alternatif gazlar ile karşılaştırıldığında daha düşük olan R152a'nın gerekli iyileştirmeler yapıldığında otomobil klimalarına uygun alternatif bir soğutucu akışkan olabileceği düşünülmektedir.

#### 5. Teşekkür

Bu çalışma Türkiye Bilimsel Ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) Tarafından Desteklenmiştir. Proje Numarası: 216M437.

#### Simge Listesi

$\dot{Q}$	Kapasite [kW]
$\dot{W}$	İş [kW]
$\dot{m}$	Kütleli debi [kg s <sup>-1</sup> ]
$h$	Entalpi [kJ kg <sup>-1</sup> ]
$T$	Sıcaklık [K]
komp	Kompresör
evap	Evaporatör
kond	Kondenser
$\phi$	Çıkış
h	Hava
g	Giriş

#### 6. Kaynaklar

- Ciconkov R., 2018, Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions, International Journal of Refrigeration, 86, 441-448.
- European Parliament and of the Council, 2014 Regulation 2014/517/EU, Official Journal of the European Union: Fluorinated Greenhouse Gases, Strasbourg, EU.
- Ghodbane, M., 1999. An Investigation of R152a and Hydrocarbon Refrigerants in Mobile Air Conditioning, SAE Technical Papers, Paper Code: 1999-01-0874.
- Hosoz, M., Direk, M., Yigit, K. S., Canakci, M., Turkcan, A., Alptekin, E., Sanli, A., 2015, Performance Evaluation of an R134a Automotive Heat Pump System for Various Heat Sources in Comparison with Baseline Heating System, Applied Thermal Engineering, 78, 419-427.
- Lee H., Lee M., 2016. Steady state and start-up performance characteristics of air source heat pump for cabin heating in an electric passenger vehicle, International journal of refrigeration, 69, 232-242.
- Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O. 2014. REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, v.9.1. National Institute of Standards. Gaithersburg.
- Meng, Z., Zhang, H., Qiu, J., Lei, M. (2016). Theoretical analysis of R1234ze (E), R152a, and R1234ze (E)/R152a mixtures as replacements of R134a in vapor compression system, Advances in Mechanical Engineering, 8(11), 1-10.
- Meng Z., Zhang H., Lei M., Qin Y., Qiu J., 2018, Performance of low GWP R1234yf/R134a mixture as a replacement for R134a in automotive air

conditioning systems, International Journal of Heat and Mass Transfer, 116, 362-370

Scherer, L.P., Ghodbane, M., Baker, J.A., Kadle, P.S. 2003. On-Vehicle Performance Comparison of an R-152a and R-134a Heat Pump System, SAE Technical Papers, Paper Code: 2003-01-0733.

Wanga Z., Wei M., Guo C., Zhao M., 2017. Enhance the heating performance of an electric vehicle AC/HP system under low temperature, Energy Procedia 105, 2384-2389

Wang D., Yu B., Hu J., Chen L., Shi J., Chen J., 2018. Heating performance characteristics of CO<sub>2</sub> heat pump system for electrical vehicle in a cold climate, International Journal of Refrigeration, 85, 27-41.