

# ORİFİS TÜP KULLANAN BİR OTOMOBİL KLİMASININ SABİT VE DEĞİŞKEN KAPASİTELİ KOMPRESÖRLER İÇİN DENEYSEL PERFORMANSI

**Alpaslan ALKAN ve Murat HOŞÖZ**

Makine Eğitimi Bölümü, Teknik Eğitim Fakültesi, Kocaeli Üniversitesi 41380, Umuttepe, Kocaeli  
[alpaslan.alkan@mynet.com](mailto:alpaslan.alkan@mynet.com), [mhosoz@kocaeli.edu.tr](mailto:mhosoz@kocaeli.edu.tr)

(Geliş/Received: 18.06.2009 ; Kabul/Accepted: 09.10.2009)

## ÖZET

Bu çalışmada, sabit ve değişken kapasiteli kompresörler kullanabilen bir otomobil iklimlendirme sisteminin genişleme elemanı olarak orifis tüp kullanılması durumundaki deneysel performansı araştırılmıştır. Soğutucu akışkan olarak R134a kullanan bir otomobil iklimlendirme sistemi laboratuvar ortamında kurulmuş ve çeşitli mekanik ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Sistem, sabit ve değişken kapasiteli kompresörler ile çalıştırılarak, kompresör devri ile hava akımlarının yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıya giriş sıcaklıkları değiştirilerek test edilmiştir. Deneysel veriler yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizi uygulanarak, her iki kompresör durumu için performans parametreleri sayısal olarak belirlenmiş ve karşılaştırmalı grafikler halinde sunulmuştur. Deneysel sonuçlarında, her iki durum için kompresör devrinin artması ile soğutma kapasitesi ve çevrimde yok edilen toplam ekserjinin genel olarak arttığı, soğutma tesir katsayısının (STK) ise düştüğü görülmüştür. Buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklığının artması veya yoğunlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklığının azalması sonucu sistemin soğutma kapasitesi ve STK değerleri artmaktadır. Sabit kapasiteli kompresör durumunda, değişken kapasiteli kompresöre göre %5–10 arasında daha yüksek soğutma kapasiteleri elde edildiği ve düşük devirlerde daha yüksek STK değerleri ile çalışıldığı, ancak artan devirlerde kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi ile değişken kapasiteli kompresörün daha yüksek STK değerleri sağladığı belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Soğutma, iklimlendirme, otomobil kliması, değişken kapasiteli kompresör.

## EXPERIMENTAL PERFORMANCE OF AN AUTOMOBILE AIR CONDITIONING SYSTEM USING AN ORIFICE TUBE FOR FIXED AND VARIABLE CAPACITY COMPRESSORS

### ABSTRACT

This study investigates the experimental performance of an automotive air conditioning (AAC) system using an orifice tube as an expansion device for fixed and variable capacity compressors (FCC and VCC). An experimental AAC system using R134a as refrigerant has been set up in the laboratory, and instrumented. The system has been operated with FCC and VCC, and tested by varying the compressor speed as well as the temperatures of the air streams entering the condenser and evaporator. By applying energy analysis to the experimental system, its performance parameters have been evaluated for both compressor cases, and presented in comparative graphics. The experimental results show that the cooling capacity and the exergy destruction in the system usually increase with the compressor speed, while the coefficient of performance (COP) decreases with it. The cooling capacity and COP get higher on increasing the temperature of the air stream entering the evaporator or decreasing the temperature of the air stream entering the condenser. It is revealed that using the FCC yields 5–10% higher cooling capacity compared to the case of using the VCC, and causes higher COP values at low speeds. However, as a result of the intervention of the capacity control system, using the VCC yields higher COP values at high speeds.

**Keywords:** Refrigeration, air conditioning, automobile air conditioner, variable capacity compressor.

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Otomobil iklimlendirme sistemlerinde, 1994 yılından bu yana hidroflorokarbon grubundan olan R134a soğutucu akışkanı ile çalışan buhar sıkıştırma soğutma çevrimi kullanılmaktadır. Bu çevrimde, sabit stroklu veya yüke göre stroğu değişebilen kompresörlerden faydalanılmakta olup, bu durumlarda kullanılan kompresörler, sabit ve değişken kapasiteli kompresörler olarak isimlendirilmektedir. Otomobil iklimlendirme sistemlerinde genişleme elemanı olarak ise, orifis tüp veya termostatik genişleme valfi (TXV) kullanılmaktadır.

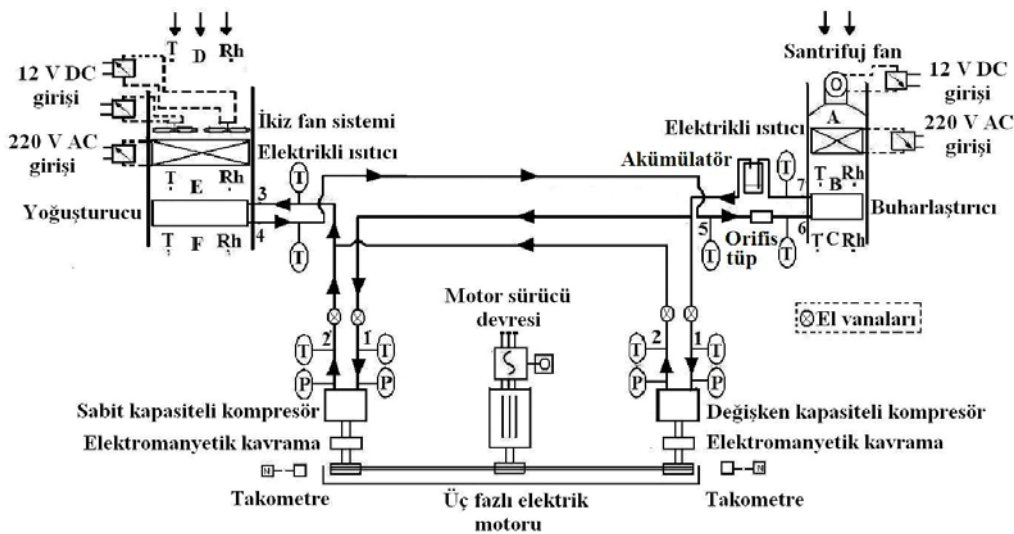
Rekabete dayalı bir alan olması nedeniyle, otomobil klima sistemlerinin deneysel performansına ilişkin yayımlar, sınırlı sayıdadır. Kiatsiriroat ve Euakit, R22/R124/R152a soğutucu akışkan karışımının kullanıldığı bir otomobil klima sisteminin teorik ve deneysel performansını belirlemişlerdir [1]. Jung ve arkadaşları, R12 kullanan bir otomobil klima sisteminin alternatif akışkanlar ile çalıştırılması durumundaki performansını araştırmışlardır [2]. Ratts ve Brown, sisteme şarj edilen soğutucu akışkan miktarının otomobil klima sisteminin performansına etkisini araştırmışlardır [3]. Al-Rabghi ve Niyaz, R12 otomobil kliması kullanılan bir sistemde R134a soğutucu akışkanı kullanmış ve her iki akışkan için sistemin soğutma tesir katsayılarını karşılaştırmışlardır [4]. Lee ve Yoo, bir otomobil klima sistemindeki her bir eleman için matematiksel model geliştirerek parçaların performans analizlerini yapmıştır [5]. Jabardo ve arkadaşları, değişken kapasiteli bir kompresör ile çalışan bir otomobil klima sisteminin sürekli rejimdeki performansını belirleyen bir bilgisayar simülasyon modeli geliştirerek, modelin doğruluğunu deneysel olarak araştırmışlardır [6]. Joudi ve arkadaşları, R12 ve hidrokarbon içeren birkaç alternatif soğutucu akışkan ile çalışma durumları için ideal bir otomobil klima sisteminin simülasyon modelini geliştirmişlerdir [7].

Kaynaklı ve Horuz, optimum çalışma şartlarını belirlemek amacıyla R134a ile çalışan bir otomobil klima sisteminin performansını deneysel olarak araştırmışlardır [8]. Hosoz ve Direk, ısı pompası olarak çalışabilen bir otomobil klimasının soğutma ve ısıtma modlarındaki performanslarını, deneysel olarak belirlemişlerdir [9]. Hosoz ve Ertunc, bir otomobil klimasının performansını, yapay sinir ağları kullanarak modellemiş ve geliştirdikleri modelin başarılı sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir [10]. Hosoz, deneysel bir otomobil klimasına ekserji analizi uygulayıp, sistemin bileşenlerindeki ekserji yıkımlarını sayısal olarak belirlemiştir [11]. Esen ve Hoşöz, R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klimasının deneysel performansını karşılaştırmalı olarak belirlemişlerdir [12]. Alkan ve Hoşöz, değişken kapasiteli kompresör kullanılan bir otomobil klima sisteminin iki farklı tipteki genişleme elemanı için deneysel performanslarını karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır [13]. Alkan ve Hosoz, sabit kapasiteli kompresör kullanılan bir otomobil klima sisteminin iki farklı tipteki genişleme elemanı için deneysel performanslarını karşılaştırmalı olarak belirlemiştir [14].

Yukarıda özet olarak sunulan literatür araştırmasından, farklı tipte kompresör kullanan otomobil iklimlendirme sistemlerinin karşılaştırmalı deneysel performans analizlerinin konu edildiği bir araştırma olmadığı görülmektedir. Bu çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a ve genişleme elemanı olarak orifis tüp kullanan deneysel bir otomobil iklimlendirme sisteminin, sabit ve değişken kapasiteli kompresörler kullanılması durumlarındaki çeşitli performans parametreleri karşılaştırmalı olarak sunulmaktadır.

## 2. DENEYSEL SİSTEMİNİN TANITIMI (DESCRIPTION OF THE EXPERIMENTAL SETUP)

Deney sistemi, Şekil 1'de görüldüğü gibi bir otomobil iklimlendirme sisteminin elemanlarından oluşmakta-



Şekil 1. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin şeması (The schematic diagram of the experimental automotive air conditioning system)

dır. Bu elemanlar, paralel akımlı ve mikro kanallı yoğunlaştırıcı, akümülatör, orifis tüp, lamine tip buharlaştırıcı, eğik plakalı (swash-plate) tipte 5 pistonlu ve 9.8–151 cc/rev arasında süpürme hacmine sahip değişken kapasiteli kompresör ile eğik plakalı tipte 5 pistonlu 138 cc/rev süpürme hacmine sahip sabit kapasiteli kompresördür. Deneysel sistemi istenilen şartlarda test etmeye yarayan çeşitli yardımcı elemanlar ile el vanaları ve ölçüm cihazları da sistem üzerinde bulunmaktadır.

Sistemde, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcunun konulduğu iki hava kanalı mevcuttur. Deneyler esnasında istenilen buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı hava giriş sıcaklığı ile debisinin elde edilebilmesi amacıyla, hava kanalları içine her biri voltaj kontrol devresi ile kontrol edilebilen ısıtıcı rezistans ve fan sistemleri yerleştirilmiştir. Buharlaştırıcı hava kanalı hattında, maksimum 1800 W ısı üretebilen ısıtıcı rezistans ve santrifüj fan bulunmaktadır. Yoğuşurucu hava kanalında ise maksimum 5600 W ısı üretebilen ısıtıcı rezistans ile orijinal sistemdeki ikiz fan tertibatı mevcuttur. Buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı kanallarının kesit alanları sırası ile 0.048 m<sup>2</sup> ve 0.219 m<sup>2</sup> olup, her birinin uzunluğu 1 m'dir. Bu kanallar, 3 cm kalınlıkta polietilen köpük ile yalıtılmıştır. Sistemdeki kompresörler, kayış kasnak mekanizması aracılığı ile 4 kW gücündeki üç fazlı asenkron bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmektedir. Çalışması istenen kompresörün elektromanyetik kavraması enerjilendirilerek, kasnak ile birlikte kompresör milinin de dönmesi sağlanmaktadır. Bir motor sürücüsü tarafından elektrik motoruna gelen alternatif akımın frekansını değiştirilerek, sistemin çeşitli devirlerde test edilmesine olanak sağlanmaktadır.

Sistemi sürekli rejimde test etmek amacıyla, deney tesisatında termostat kullanılmamıştır. Sistemdeki soğutucu akışkan hatları bakır borulardan yapılmış ve polietilen izolasyon malzemesi ile yalıtılmıştır. Sistemde, 800 g R134a soğutucu akışkanı şarj edilmiştir.

Deneylerde soğutucu akışkanın sıcaklık ölçümleri, K tipi termokupullar ile deney tesisatı üzerinde belirtilen noktalardan yapılmıştır. Kompresör devri, fotoelektrik takometre ile ölçülmüştür. Buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı basınçları, Bourdon tipi manometrelerden okunmuştur. Yoğuşurucu ve buharlaştırıcı kanallarından geçen hava debileri, ilgili kanallardaki hava hızlarının pervaneli anemometre ile ölçülerek ortalamalarının alınması ve bunların süreklilik denkleminde değerlendirilmesi ile bulunmuştur. Buharlaştırıcı çıkışındaki havanın sıcaklığı, izafî nemi ve hızı dört değişik noktadan pervaneli anemometre ile ölçülerek, ortalamaları alınmıştır. Yoğuşurucu ve buharlaştırıcı kanallarındaki ısıtıcı rezistansların yaydıkları ısı, çektikleri akım ile uçlarındaki voltajın çarpılmasıyla bulunmuştur. Deney sisteminde kullanılan ölçüm cihazlarının özellikleri Tablo 1'de verilmiştir. Deney tesisatı ile ilgili ayrıntılar, Alkan [15]'de bulunmaktadır.

Bu çalışmada performans parametrelerinin karşılaştırılması olarak verildiği grafikler, kompresör devrine bağlı olarak hazırlanmıştır. Bu grafiklerde, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcudan geçen hava akımı sıcaklıkları  $T_{kond,hg}=35^{\circ}\text{C}$  ve  $T_{evap,hg}=35^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{kond,hg}=40^{\circ}\text{C}$  ve  $T_{evap,hg}=35^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{kond,hg}=40^{\circ}\text{C}$  ve  $T_{evap,hg}=40^{\circ}\text{C}$  olacak şekilde seçilmiş olup, bu elemanlardan geçen ortalama hava akımı hızları ise sırasıyla 3.0 m/s ve 2.8 m/s değerlerinde tutulmuştur.

**Tablo 1.** Ölçüm cihazlarının özellikleri  
(Characteristics of the instrumentation)

Ölçülen değişken	Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Doğruluk
Sıcaklık	K tipi termokupl	-50/100 °C	0.3 °C
Basınç	Bourdon manometre	-1/10, 0/30 bar	0.1/0.5 bar
Kompresör devri	Fotoelektrik takometre	10/100000 d/d	% 2
Voltaj	Analog voltmetre	0/400 V	% 1
Akım	Analog ampermetre	0/20 A	% 1
Hava hızı	Pervaneli anemometre	0.1/15 m s <sup>-1</sup>	% 3

### 3. DENEYSEL SİSTEMİN TERMODİNAMİK ANALİZİ (THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE EXPERIMENTAL SYSTEM)

Sistemin soğutma kapasitesi, buharlaştırıcı kanalındaki hava akımının kütleli debisi ile havanın buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki psikrometrik özelliklerine bağlı olarak aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_a [(h_a + wh_g)_B - (h_a + wh_g)_C] - \dot{m}_a [(w_B - w_C)h_f] \quad (1)$$

Sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_7 - h_6} \quad (2)$$

Kompresörlerin adyabatik olduğu kabul edilerek, değişken ve sabit kapasiteli kompresörlerin güçleri sırasıyla aşağıdaki denklemlerden elde edilebilir:

$$\dot{W}_{komp,d} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.a)$$

$$\dot{W}_{komp,s} = \dot{m}_r (h_2' - h_1') \quad (3.b)$$

Şekil 1'den görüleceği gibi, Denklem (3.a)'da belirtilen 1 ve 2 noktaları değişken kapasiteli kompresörün giriş ve çıkışlarını, Denklem (3.b)'deki 1' ve 2' noktaları ise sabit kapasiteli kompresörün giriş ve çıkışlarını göstermektedir.

Değişken ve sabit kapasiteli kompresörler ile çalışma durumları için soğutma tesir katsayıları:

$$STK_d = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp,d}} \quad (4.a)$$

$$STK_s = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp,s}} \quad (4.b)$$

Çevreye olan ısı transferi ihmal edildiğinde, değişken ve sabit kapasiteli kompresörlerde birim zamanda yok edilen ekserjiler, sırasıyla aşağıdaki denklemlerden bulunabilir.

$$\dot{E}_{d,komp,d} = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1) \quad (5.a)$$

$$\dot{E}_{d,komp,s} = \dot{m}_r T_0 (s_2' - s_1') \quad (5.b)$$

Çevreye ısı atılmasından dolayı yoğuşturucu ve sıvı hattında birim zamanda yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,kond} = \dot{m}_r T_0 \left[ (s_5 - s_3) - \left( \frac{h_5 - h_3}{T_E} \right) \right] \quad (6)$$

Genleşmenin adyabatik olduğu kabul edilerek orifis tüpte birim zamanda yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,ot} = \dot{m}_r T_0 (s_6 - s_5) \quad (7)$$

Buharlaştırıcıda birim zamanda yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,evap} = \dot{m}_r T_0 \left[ (s_7 - s_6) - \left( \frac{h_7 - h_6}{T_B} \right) \right] \quad (8)$$

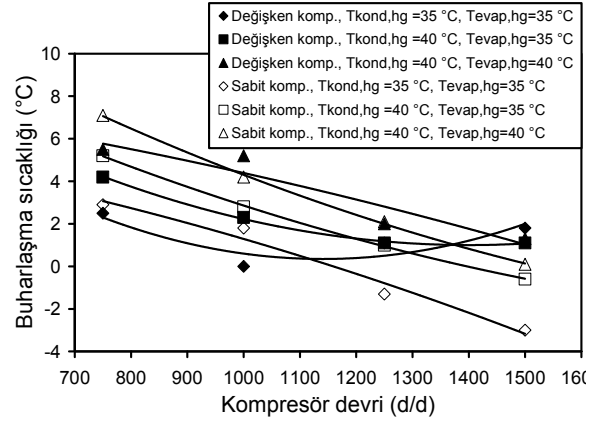
Tüm soğutma çevriminde birim zamanda yok olan toplam ekserji, bileşenlerde yok edilen ekserjilerin toplanmasıyla aşağıdaki denklemden bulunabilir.

$$\dot{E}_{d,top} = \dot{E}_{d,komp} + \dot{E}_{d,kond} + \dot{E}_{d,ot} + \dot{E}_{d,evap} \quad (9)$$

#### 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

İki farklı tip kompresör ve genleşme elemanı olarak orifis tüp kullanan otomobil iklimlendirme sistemlerinin çeşitli performans parametrelerinin kompresör devri ile buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya giren hava akımlarının sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi, Şekil 2–7’de gösterilmektedir. Bu şekiller ile ilgili deneylerde, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudan geçen hava akımlarının ortalama hızları, sırasıyla 3.0 ve 2.8 m/s değerlerine ayarlanmıştır.

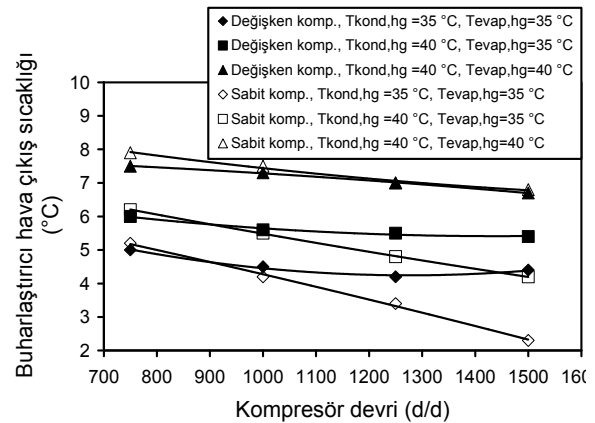
Deneyel sistemlerdeki buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 2’de gösterilmiştir. Her iki sistem için buharlaşma sıcaklığı, kompresör devrinin artması ile veya buharlaştırıcı ya da yoğuşturucu girişindeki hava akımı sıcaklıklarının azalması sonucu azalmaktadır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklıklarının özellikle 35°C olması durumunda değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde, artan kompresör devri ile birlikte devreye



Şekil 2. Buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi (Variation of the evaporating temperature as a function of the compressor speed)

giren kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu buharlaşma sıcaklığının azalma eğilimi son bulmaktadır. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde ise buharlaşma sıcaklığı azalmaya devam etmektedir.

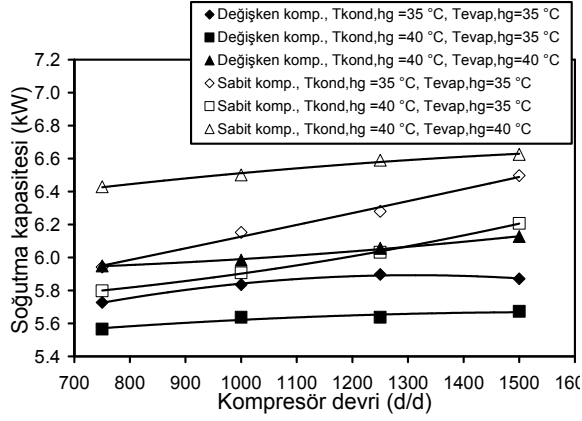
Deneyel sistemlerdeki buharlaştırıcı hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 3’te görülmektedir. Buharlaştırıcı hava çıkış sıcaklığı, kompresör devrinin artması ile veya buharlaştırıcı ya da yoğuşturucu girişindeki hava akımı sıcaklıklarının azalması ile azalmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde, özellikle buharlaştırıcıya giren hava akımı sıcaklığının düşük olduğu durumlarda, artan kompresör devri ile birlikte kapasite kontrol sistemi devreye girmekte ve buharlaştırıcı hava



Şekil 3. Buharlaştırıcı hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi (Variation of the temperature of the air stream at the evaporator outlet as a function of the compressor speed)

çıkış sıcaklığındaki düşme eğilimi son bulmaktadır. Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemde ise, kompresör devri ile birlikte buharlaştırıcı hava çıkış sıcaklığı azalmaktadır.

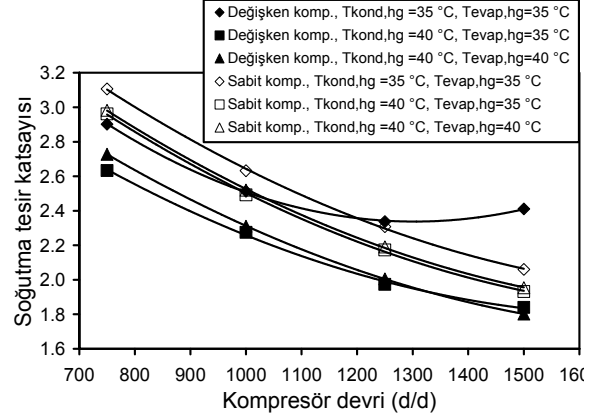
DeneySEL sistemlerin sağladığı soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 4'te sunulmuştur. Soğutma kapasitesi, kompresör devri ve buharlaştırıcı



Şekil 4. Soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi (Variation of the cooling capacity as a function of the compressor speed)

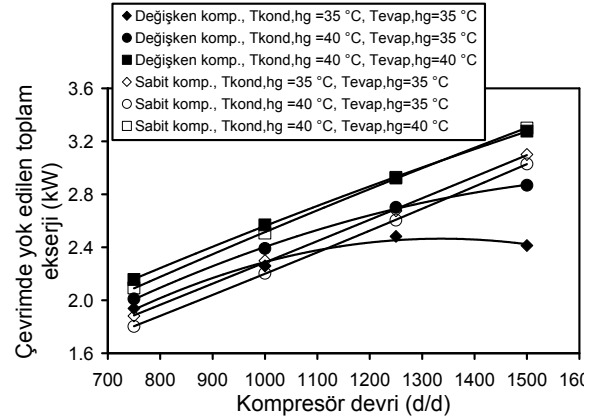
girişindeki hava akımı sıcaklığının artması ile genel olarak artmakta iken, yoğuşurucu girişindeki hava akımı sıcaklığının artması ile azalmaktadır. Çalışma şartlarına bağlı olarak değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde, belirli bir kompresör devrinden sonra kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucu soğutma kapasitesindeki artma eğiliminin son bulduğu görülmektedir. Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemde ise, kompresör devriyle birlikte soğutma kapasitesi artmaktadır. Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemin, değişken kapasiteli kompresör kullanan sisteme göre daha düşük buharlaşma sıcaklığına sahip olmasından dolayı daha yüksek kapasitede soğutma yapabildiği görülmektedir. Grafiklerde belirtilen deney şartları altında bu sistem, değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemden %5–10 daha yüksek soğutma kapasiteleri vermektedir.

DeneySEL sistemlerin soğutma tesir katsayısının (STK) kompresör devri ile değişimi, Şekil 5'de görülmektedir. Genel olarak STK'nın, her iki sistem için kompresör devri ve yoğuşurucu girişindeki hava akımı sıcaklığının artması ile azaldığı, buharlaştırıcı girişindeki hava akımı sıcaklığının artması sonucu arttığı görülmektedir. Değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemde, kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi sonucunda belirli bir kompresör devrinden itibaren STK'nın arttığı görülmektedir. Düşük devirlerde sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemin verdiği STK değerleri daha yüksek iken, kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi ile değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemin STK değerleri hızla yükselmekte ve sabit kapasiteli kompresör kullanan sistem değerlerini geçmektedir.



Şekil 5. Soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi (Variation of the coefficient of performance as a function of the compressor speed)

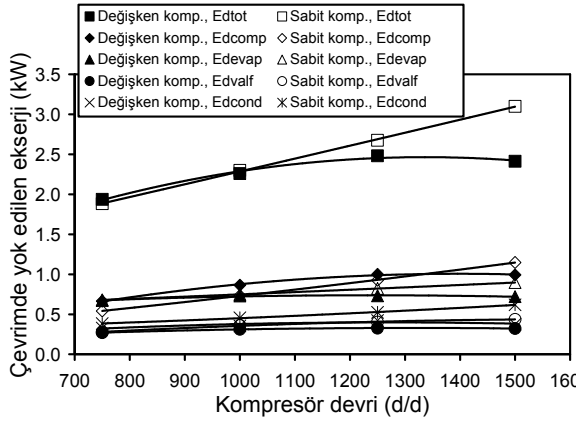
DeneySEL sistemlerin soğutma çevriminde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6'da görülmektedir. Kompresör devri ile buharlaştırıcı ve yoğuşurucu hava akımı giriş sıcaklıklarının art-



Şekil 6. Soğutma çevriminde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi (Variation of the total exergy destruction in the refrigeration circuit as a function of the compressor speed)

ması sonucunda çevrimde yok edilen ekserji artmaktadır. Buharlaştırıcı girişindeki hava akımı sıcaklığının düşük olduğu durumlarda artan kompresör devri ile değişken kapasiteli kompresör kullanılan sistemde devreye giren kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucunda, çevrimde yok edilen ekserjinin sabit kalma eğiliminde olduğu görülmektedir. Sabit kapasiteli kompresör kullanılan sistemde ise, artan kompresör devri ile birlikte çevrimde yok edilen ekserji de artmaktadır.

DeneySEL sistemlerin soğutma çevrimi elemanlarında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 7'de görülmektedir. Her iki sistem için, çevrimde yok edilen toplam ekserjinin en büyük bileşeninin kompresörlerden kaynaklandığı görülmektedir. Bunu, sırasıyla buharlaştırıcı, yoğuşurucu ve orifis tüp izlemektedir. Genel olarak, kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin yükselmesine bağlı olarak yok edilen ekserji artmaktadır. Değişken



Şekil 7. Çevrim elemanlarında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi (Variation of the exergy destruction rate in the circuit components as a function of the compressor speed)

kapasiteli kompresör kullanan sistemde kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisinin yükselmesi sonucu yok edilen ekserjiler önce artış göstermekte, belirli bir devirden sonra kapasite kontrol sisteminin etkisi sonucunda sistem elemanlarında yok edilen ekserjiler sabit kalmaktadır.

## 5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, değişken ve sabit kapasiteli kompresörler ile genişleme elemanı olarak orifis tüp kullanan otomobil iklimlendirme sistemlerinin çeşitli performans parametreleri, kompresör devri ile buharlaştırıcı ve yoğuşturucuya giren hava akımlarının sıcaklıklarının değiştirilmesi yoluyla elde edilen deneysel verilere enerji ve ekserji analizi uygulanması sonucunda elde edilmiştir. Ulaşılan sonuçlar, aşağıda verilmiştir:

- Kompresör devrinin artması ile genel olarak her iki sistemde soğutma kapasitesi ve sistemde yok edilen ekserji artmakta, buharlaşma sıcaklığı, buharlaştırıcı çıkışındaki hava akımı sıcaklığı ve STK'da düşme eğilimi görülmektedir. Değişken kapasiteli kompresöre sahip sistemde, belirli bir kompresör devrinden itibaren kapasite kontrol sisteminin devreye girmesiyle soğutma kapasitesi ve sistemde yok edilen ekserjideki artış ile diğer parametrelerdeki azalma eğilimi son bulmaktadır.
- Hava akımının buharlaştırıcı girişindeki sıcaklığının azalması ile her iki sistemde genel olarak buharlaşma sıcaklığı, buharlaştırıcı çıkışındaki hava akımı sıcaklığı, soğutma kapasitesi, STK ve sistemde yok edilen ekserji değerleri azalmaktadır.
- Hava akımının yoğuşturucu girişindeki sıcaklığının artması ile her iki sistem için buharlaşma sıcaklığı ve buharlaştırıcı çıkışındaki hava akımı sıcaklığı artmakta, soğutma kapasitesi ve STK ise azalmaktadır.
- Sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemin, değişken kapasiteli kompresöre sahip sisteme göre %5–10 arasında daha yüksek soğutma kapasiteleri verdiği görülmüştür. Sabit kapasiteli kompresör

içeren sistemin düşük devirlerde daha yüksek STK değerleri verdiği, ancak devrin artmasıyla kapasite kontrol sisteminin devreye girmesi sonucu belirli bir devirden sonra değişken kapasiteli kompresör kullanan sistemin daha yüksek STK değerleri ile çalıştığı anlaşılmaktadır.

## SEMBOLLER (SYMBOLS)

- $\dot{E}_d$  : Yok edilen ekserji (W)  
 $h$  : Soğutucu akışkanın özgül entalpisi (kJ/kg)  
 $h_a$  : Havanın özgül entalpisi (kJ/kg)  
 $h_f$  : Yoğuşan nemin özgül entalpisi (kJ/kg)  
 $h_g$  : Su buharının özgül entalpisi (kJ/kg)  
 $\dot{m}$  : Kütleli debi (g/s)  
 $\dot{Q}_{evap}$  : Soğutma kapasitesi (W)  
 $R_h$  : İzafi nem  
 $s$  : Özgül entropi ((kJ/kg K)  
 $STK$  : Soğutma tesir katsayısı  
 $T$  : Sıcaklık (°C)  
 $T_0$  : Mutlak çevre sıcaklığı (K)  
 $TXV$  : Termostatik genişleme valfi  
 $w$  : Özgül nem (kg su buharı / kg kuru hava)  
 $\dot{W}_{komp}$  : Kompresör gücü (W)

## Alt İndisler (Subscripts)

- A...E : Şekil 1'de belirtilen noktalar  
 $a$  : Hava  
 $d$  : Değişken kapasiteli kompresör  
 $evap$  : Evaporatör (buharlaştırıcı)  
 $hg$  : Hava girişi  
 $komp$  : Kompresör  
 $kond$  : Kondenser (yoğuşturucu)  
 $ot$  : Orifis tüp  
 $r$  : Soğutucu akışkan  
 $s$  : Sabit kapasiteli kompresör  
 $top$  : Toplam

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Kiatsirirot, T. ve Euakit, T., "Performance Analyses of An Automobile Air Conditioning System with R/22/R124/R152A Refrigerant", **Applied Thermal Engineering**, Cilt 17, No 11, 1085–1097, 1997.
2. Jung, D., Park, B. ve Lee, H., "Evaluation of Supplementary/Retrofit Refrigerants for Automobile Air-Conditioners Charged with CFC12", **Int. J. Refrigeration**, Cilt 22, No 7, 558–568, 1999.
3. Ratts, E.B. ve Brown, J.S., "An Experimental Analysis of Cycling in an Automotive Air Conditioning System", **Applied Thermal Engineering**, Cilt 20, 1039–1058, 1999.
4. Al-Rabghi, O. ve Niyaz, A.A., "Retrofitting R-12 Car Air Conditioner with R-134a Refrigerant,

- Int. J. Energy Research**, Cilt 24, 467–474, 2002.
5. Lee, G.H. ve Yoo, J.Y., “Performance Analysis and Simulation of Automobile Air Conditioning System”, **Int. J. Refrigeration**, Cilt 23, No 3, 243–254, 2000.
  6. Jabardo, J.M.S., Mamani, W.G. ve Ianella, M.R., “Modelling and Experimental Evaluation of an Automotive Air Conditioning System with a Variable Capacity Compressor”, **Int. J. Refrigeration**, Cilt 25, No 8, 1157–1173, 2002.
  7. Joudi, K.A., Mohammed, A.S. ve Aljanabi, M.K., “Experimental and Computer Performance Study of an Automotive Air Conditioning System with Alternative Refrigerants”, **Energy Conversion and Management**, Cilt 44, 2959–2976, 2003.
  8. Kaynaklı, O. ve Horuz, I., “An Experimental Analysis of Automotive Air Conditioning System”, **Int. Com. Heat and Mass Transfer**, Cilt 30, No 2, 273–284, 2003.
  9. Hosoz, M. ve Direk, M., “Performance Evaluation of an Integrated Automotive Air Conditioning and Heat Pump System”, **Energy Conversion and Management**, Cilt 47, No 5, 545–559, 2006.
  10. Hosoz, M. ve Ertunc, H.M., Artificial Neural Network Analysis of an Automotive Air Conditioning System, **Energy Conversion and Management**, Cilt 46, 1574–1587, 2006.
  11. Hosoz, M., “Exergy Analysis of Automobile Air Conditioning System Using R134a”, **Proceedings of the Second International Exergy, Energy and Environment Symposium**, Kos, Greece, 3–7 July 2005.
  12. Esen, D. Ö. ve Hoşöz, M., “R12 ve R134a Soğutucu Akışkanları Kullanan Otomobil İklimlendirme Sisteminin Deneysel Performans Analizi”, **Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi**, Cilt 21, No 4, 703–709, 2006.
  13. Alkan, A. ve Hoşöz, M., “Değişken Kapasiteli Kompresör Kullanan Bir Otomobil Klimasının Farklı İki Tip Genleşme Elemanı İçin Deneysel Performansı”, **4. Otomotiv Teknolojileri Kongresi (OTEKON'08)**, Bursa, 237–245, 1–4 Haziran 2008.
  14. Alkan, A. ve Hosoz, M., “Experimental Performance of an Automobile Air Conditioning System with a Fixed Capacity Compressor Using Orifice Tube and Thermostatic Expansion Valve”, **Proceedings of the Fourth International Exergy, Energy and Environment Symposium (IEEEES-4)**, Sharjah, UAE, 19–23 April 2009.
  15. Alkan, A., **Çeşitli Tiplerde Kompresör ve Genleşme Elemanı Kullanan Bir Otomobil İklimlendirme Sisteminin Karşılaştırmalı Deneysel Analizi**, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007.