

R12 ve R134a Soğutucu Akışkanlarının ve Kompresör Devrinin Otomobil Klimalarının Performansına Etkisinin Deneysel Analizi

Dilek Özlem ESEN*

Murat HOŞÖZ**

Özet

Bu çalışmada, R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının ve kompresör devrinin otomobil iklimlendirme sistemlerinin performansına etkisi deneysel olarak ortaya konmuştur. R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemlerinin performanslarının karşılaştırılmasına yönelik bir otomobil klima sistemi kurulmuştur. Otomobil klima sistemi, kompresör, evaporatör, kondenser ve termostatik genişleme valfi (TXV) bileşenlerinden oluşmaktadır. Kompresör, bir elektrik motoruna kayış kasnak mekanizması ile bağlanmıştır. Elektrik motorunun hız kontrolü ise, asenkron motor sürücüsü ile sağlanmıştır. Sisteme, 1500, 1950, 2400 ve 2850 W soğutma yükleri, elektrikli ısıtıcı ile sağlanmıştır. Deneyler, her iki soğutucu akışkan için çeşitli yoğunlaşma sıcaklıklarında yapılmıştır. Otomobil klima sistemi, her bir soğutma yükü için 600,800,1000,1200,1400 d/d devirlerde çalıştırılmıştır. Tespit edilen noktalarda, soğutucu akışkan sıcaklıkları ile kuru ve yaş termometre sıcaklıkları K tipi termokupullar ile ölçülmüştür. Kompresör ve elektrik motorunun hızı, dijital takometre ile ölçülmüştür. Soğutucu akışkan basıncı ise, Bourdon tüpü manometre ile ölçülmüştür. Ayrıca, kondenser ile evaporatördeki hava hızları ve kompresör motorunun çektiği elektrik gücü ölçümleri yapılmıştır. Böylece, sistem performansını analiz etmeye yönelik datalar, buharlaşma sıcaklıkları ve kompresör devrine bağlı olarak elde edilmiştir. Bu datalar kullanılarak sisteme enerji analizi uygulanmıştır. Bunların sonucunda, R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının birbirine çok yakın bir performans gösterdiği, ancak aynı soğutma yükü için R134a'nın yaklaşık % 6 -7 daha düşük soğutma tesir katsayısı (STK) değerleri verdiği görülmüştür. Bunların yanında, aynı soğutma yükünde, R134a'nın R12'ye oranla yaklaşık %20-21 daha düşük bir kütleli debi ile çalışabilmekte ve R12 şarjının % 75-90'ı kadar R134a şarjı yeterli olmaktadır.

1. GİRİŞ

R12 soğutucu akışkanı başta olmak üzere, 1970'lerde CFC grubu soğutucu akışkanların Ozon tabakasını incelttiğinin belirlenmesi, otomobil klimalarının da çevreye olumsuz etkileri olduğunun anlaşılmasına yol açmıştır. Eylül 1987'de imzalanan Montreal Protokolü ile R12 soğutucu akışkanının kullanılmasının kademeli olarak yasaklanmasına karar verilmiştir.

Soğutucu akışkanlarla ilgili kimya endüstrisi, R12'ye alternatif olarak R134a soğutucu akışkanını geliştirmiştir. 1994'den bu yana üretilen otomobillerde, Ozona zararlı etkisi olmayan R134a soğutucu akışkanı yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Diğer yandan, R12'nin giderek pahalılaşması ve temininin zorlaşması, R12 soğutucu akışkanının kullanımını kısıtlamıştır. Ayrıca R12 soğutucu akışkanı emis-

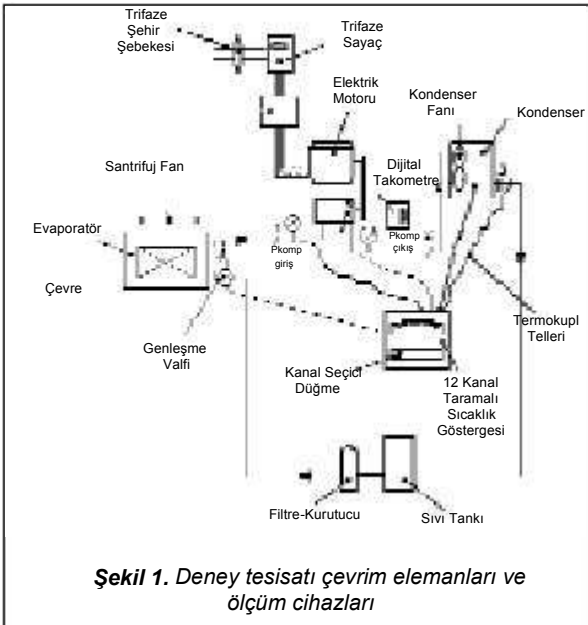
* Araş. Gör., Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Isı-Enerji Anabilim Dalı.

** Yrd. Doç. Dr., Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü.

ikliminde küresel ısınmaya neden olması, doğadaki dengeyi bozmaktadır. R134a soğutucu akışkanının sera etkisinin R12'ye göre daha düşük olması, R12 soğutucu akışkanlı sistemlerin R134a'lı sisteme dönüşümünü zorunlu hale getirmiştir.

Günlük hayatta klimanın sağladığı rahatlık, konfor, hava kalitesi ilerleyen yıllarda otomotiv sektöründe de yaygın olarak yerini almıştır. Isıl konfor, aktif güvenliğin bir parçası olup, seyir durumunu büyük ölçüde etkilemektedir. Otomobil klimalarının insanlığa sağladığı konforu maksimuma çıkarma çabaları ve sistemin performansını arttırmaya yönelik çalışmalar, günümüzde de büyük bir hızla devam etmektedir. Yapılan çalışmalar, otomobil klima sistemlerinin performansına etki eden en önemli faktörlerin, sistemde kullanılan soğutucu akışkan ve

ana bileşenden oluşmaktadır. Sistemde, 4kW gücünde 3000 d/d'da 3 fazlı asenkron bir elektrik motoru ile tahrik edilen, 138 cc/rev süpürme hacmine sahip, piston çapı 35mm ve strok uzunluğu 28.6mm olan, 5 pistonlu yalpalı plakalı (swash-plate) kompresör kullanılmaktadır. Elektrik motorunun hız kontrolü ise asenkron motor sürücüsü ile yapılmaktadır. Soğutucu akışkanın çevre havasına ısı atarak kızgın buhar halinden sıkıştırılmış sıvıya dönüşmesi, alüminyumdan yapılmış paralel akışlı kondenserde sağlanmaktadır. Basınç düşürücü olarak termostatik genleşme valfi (TXV) kullanılan sistemde, soğutucu akışkanın evaporatör çıkış sıcaklığı ve basıncı, TXV ile sezilmektedir. TXV, evaporatör üzerindeki ısıl yüke bağlı olarak, soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki kızgınlığı sabit bir değerde kalacak şekilde evaporatör içine soğutucu akışkan bırakmaktadır. Sistemde soğutma kapasitesi 3,5 KW (12000Btu/h) olan Toyota Corolla evaporatör kiti kullanılmaktadır. Evaporatör, dikey alüminyum kanallardan oluşmaktadır. Düşük basınçta evaporatöre giriş yapan soğutucu akışkan, hava akımı içinden ısı alarak sıvı halinden kızgın buhar haline dönüşmektedir.



Şekil 1. Deney tesisatı çevrim elemanları ve ölçüm cihazları

kompresör devri olduğunu ortaya koymuştur.

2. DENEY TESİSATI

Şekil 1'de şeması verilen otomobil klima soğutma çevrimi, kompresör, kondenser, TXV

Şekil 1'deki deneysel otomobil klima sisteminde kütleli debi, kompresör gücü, STK ve sıkıştırma işi gibi parametreler aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanmıştır.

Soğutma Yüğü (W):

$$Q_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (1)$$

\dot{m} : Soğutucu akışkanın kütleli debisi [g/s]

h_1 = Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın

özgül entalpisi [kJ/kg]

h_4 = Evaporatör girişindeki soğutucu akışkanın

özgül entalpisi [kJ/kg]

Kondenserde Atılan Isı (W):

$$Q_{kond} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2)$$

h_2 = Kondenser girişindeki soğutucu akışkanın

3. DENEYSEL SONUÇLAR

Şekil 2'de, artan kompresör devrine bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının değişimi görülmektedir. Yapılan çalışmada, R12'nin R134a'dan 4-5°C daha yüksek bir buharlaşma

h₂ = Kondenser girişindeki soğutucu akışkanının

özgül entalpisi [kJ/kg]

h₃ = Kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanının

özgül entalpisi [kJ/kg]

Sıkıştırma İş:

$$Q_{\text{komp}} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3)$$

h₂ = Kompresör girişindeki soğutucu akışkanının

özgül entalpisi [kJ/kg]

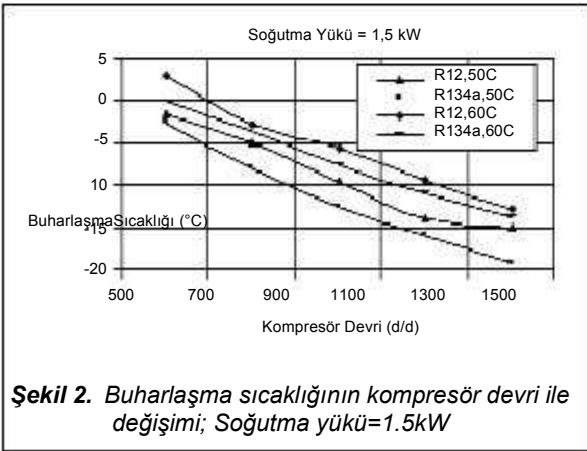
h₁ = Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanının

özgül entalpisi [kJ/kg]

Soğutma Tesir Katsayısı:

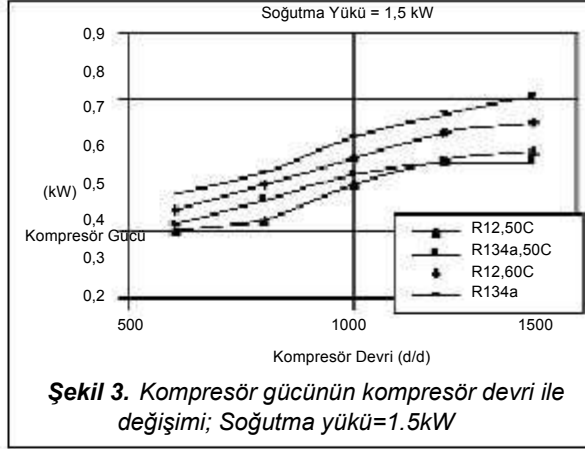
$$\text{COP} = Q_{\text{evap}} / W_{\text{komp}} \quad (4)$$

Deneylerde elde edilen sonuçlar yardımıyla R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemlerinin performans parametrelerinin kompresör devri, buharlaşma sıcaklığı, yoğuşma sıcaklığı ve soğutma yüküne göre değişimleri belirlenmiş ve grafikler halinde sunulmuştur.



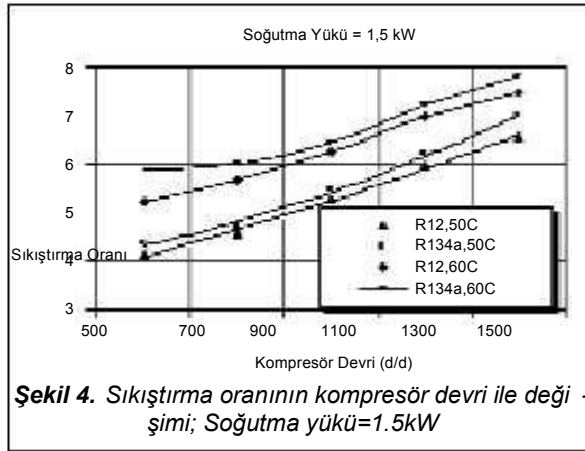
Şekil 2. Buharlaşma sıcaklığının kompresör devri ile değişimi; Soğutma yükü=1.5kW

R12'den daha yüksek bir buharlaşma sıcaklıkları verdiği ve artan kompresör devri ile buharlaşma sıcaklığında bir azalmanın olduğu gözlenmektedir. Artan kompresör devri ile kompresöre daha fazla soğutucu akışkan gelmesi sonucu evaporatörde akışkan miktarı azal-



Şekil 3. Kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi; Soğutma yükü=1.5kW

makta, bundan dolayı da buharlaşma sıcaklığı düşmektedir. Kompresör devrinin aşırı artması sonucu ise evaporatörde buzlanma olmakta ve buharlaşma sıcaklığı da önemli ölçüde düşmektedir. Bununla birlikte, kondenser basıncı (kompresör çıkış basıncı) yükselmekte ve kondenserde ısı atımı zorlaşmaktadır.

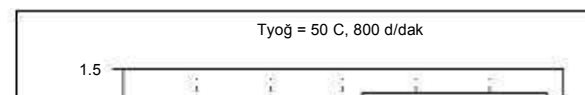


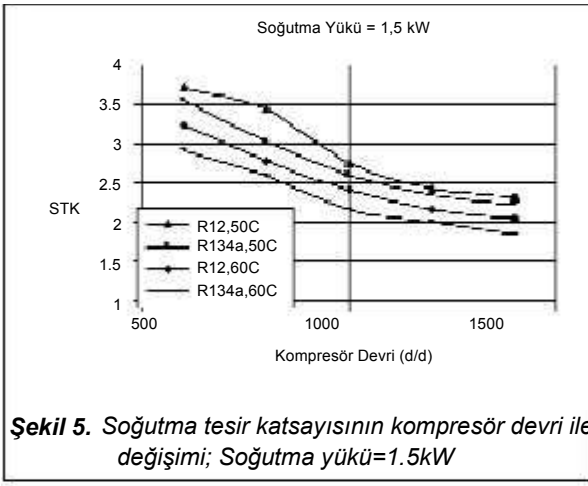
Şekil 4. Sıkıştırma oranının kompresör devri ile değişimi; Soğutma yükü=1.5kW

Şekil 3'de, artan kompresör devrine bağlı olarak, her iki soğutucu akışkan için kompresör gücünün arttığı görülmektedir. Ayrıca R134a, R12'den daha yüksek bir kompresör gücü gerektirmektedir. Kompresör gücündeki bu artış, basma hattı basıncının yükselmesi, emme hattı basıncının düşmesi ve dolayısıyla kompresörde soğutucu akışkan debisinin artmasının bir sonucudur.

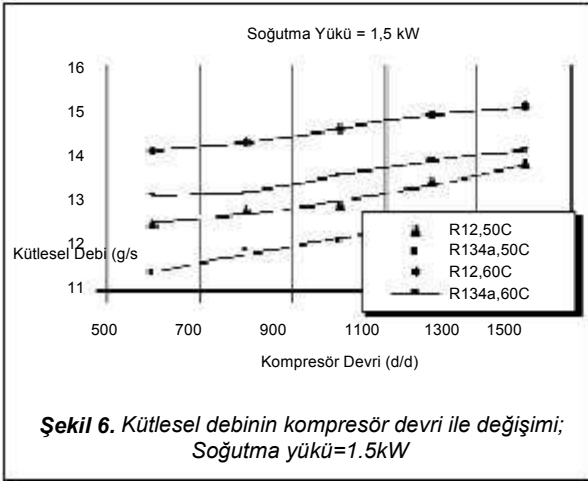
artmaktadır.

Şekil 5'de, artan kompresör devrine bağlı olarak, STK'nın azaldığı ve R134a'nın R12'den % 6-7 daha düşük bir STK'ya sahip olduğu görülmektedir. Kompresör devri artarken, kompresör gücündeki artış oranı buharlaşma kapasitesindeki artış oranından daha büyük olmakta;

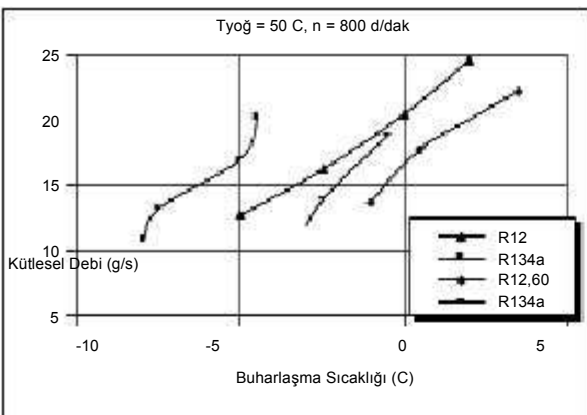




Şekil 4'de, artan kompresör devrine bağlı olarak, sıkıştırma oranının arttığı ve R134a'nın R12'den %10-12 daha yüksek sıkıştırma oranına sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca artan soğutma yüküne bağlı olarak da sıkıştırma oranı önemli ölçüde artmaktadır. Sistemde basma hattı basıncındaki artış ve emme hattı basıncındaki azalma nedeniyle sıkıştırma oranı

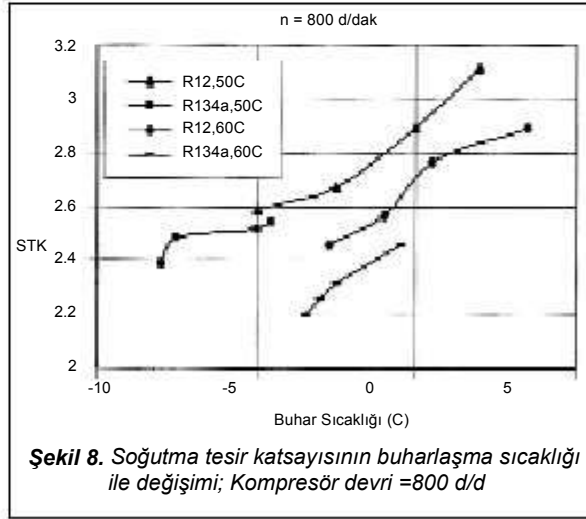


lı olarak kütleli debide % 6-7'lik bir artış olmuştur. Artan kompresör devri ile kompresör



bunun sonunda STK kompresör devri ile düşmektedir. Ayrıca artan soğutma yüklerinde, STK'nın daha yüksek değerde olduğu görülmüştür.

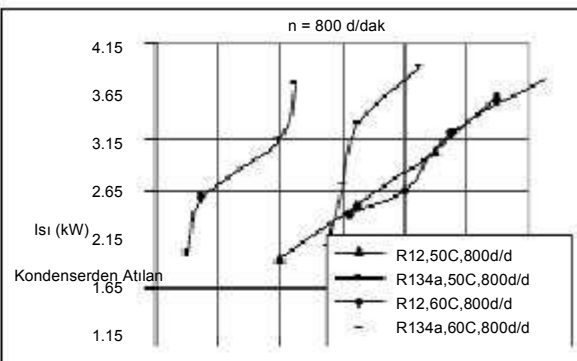
Şekil 6'da, artan kompresör devrine bağlı olarak, kütleli debide artış görülmektedir. R134a'nın R12'den % 20-21 daha az bir kütle



sel debi ile çalıştığı anlaşılmaktadır. Ayrıca her iki akışkan durumu için, artan devre bağ

ni artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak, buharlaşma kapasitesindeki artışın kompresör gücündeki artıştan daha büyük olmasıdır.

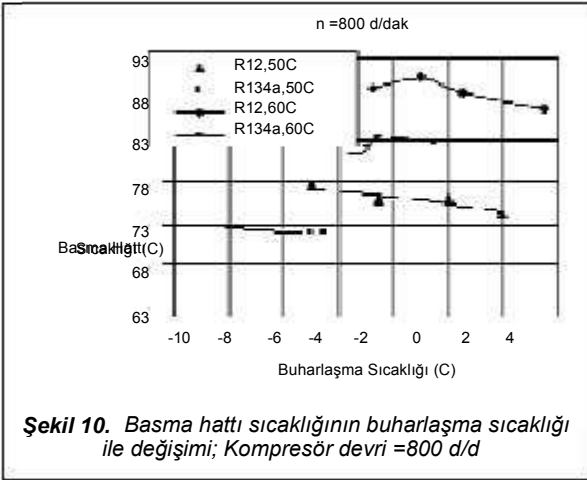
Şekil 9'da artan buharlaşma sıcaklığına



Şekil 9. Kütleli debinin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; Kompresör devri =800 d/d

birim zamanda daha fazla soğutucu akışkan gönderdiği anlaşılmaktadır.

Şekil 7'de, artan buharlaşma sıcaklığı ile birlikte kompresör gücünün de arttığı görülmektedir. Bu şekildeki her bir eğriyi oluşturan dört data noktasının karşılık geldiği soğutma yükleri sırasıyla 1.5, 1.85, 2.4, 2.85kW dir. Bununla birlikte kompresör gücünün soğutma yüküyle orantılı olarak arttığı anlaşılmaktadır.



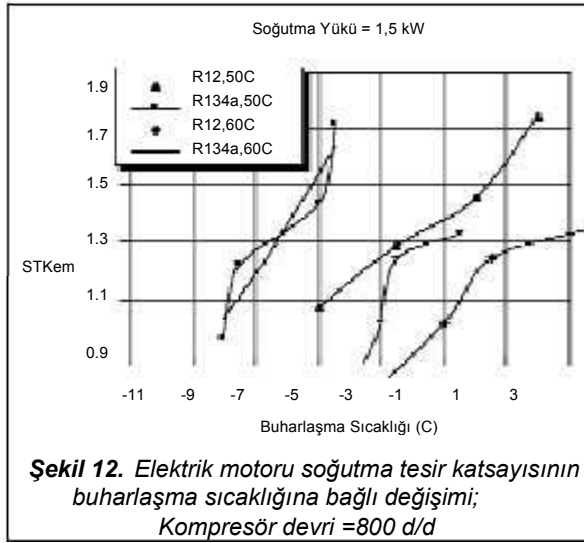
Şekil 10. Basma hattı sıcaklığının buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; Kompresör devri =800 d/d

Şekil 8'de artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak, STK'nın arttığı görülmektedir. R12'nin R134a'dan daha yüksek bir STK'ya sahip olduğu ve artan soğutma yüküne bağlı olarak STK'nın % 4-6 arttığı gözlemlenmiştir. Bunun nedeni

Şekil 11. Kondenserden atılan ısı miktarının buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; Kompresör devri =800 d/d

bağlı olarak, kütleli debinin arttığı görülmektedir. Aynı buharlaşma sıcaklığında R134a'nın R12'den daha az bir kütleli debi ile çalışabildiği gözlemlenmiştir.

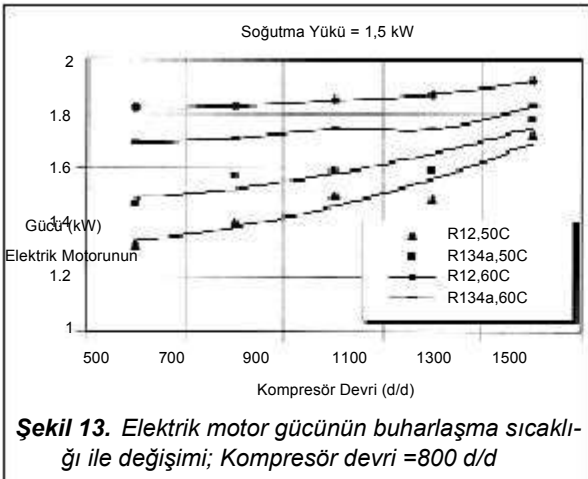
Şekil 10'da, artan buharlaşma sıcaklığıyla kompresör çıkış sıcaklığının düştüğü görülmektedir. Ayrıca R12'li sistemde basma hattı sıcaklığının R134a'lı sistemden yaklaşık 7-8°C daha yüksek olmaktadır. Buharlaşma sıcaklığı arttıkça, kompresörün harcadığı güç azalması ve düşük sıkıştırma oranında sıkıştırılan



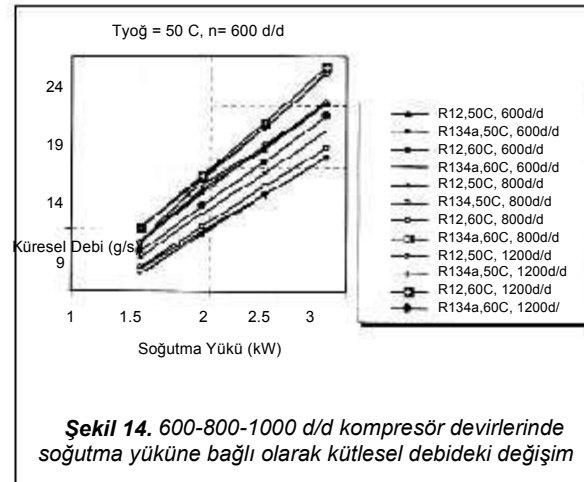
Şekil 12. Elektrik motoru soğutma tesir katsayısının buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi; Kompresör devri =800 d/d

soğutucu akışkanın basma hattı sıcaklığı da düşmektedir.

Şekil 11'de, artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak kondenserden atılan ısı miktarının



Şekil 13. Elektrik motor gücünün buharlaşma sıcaklığı ile değişimi; Kompresör devri =800 d/d

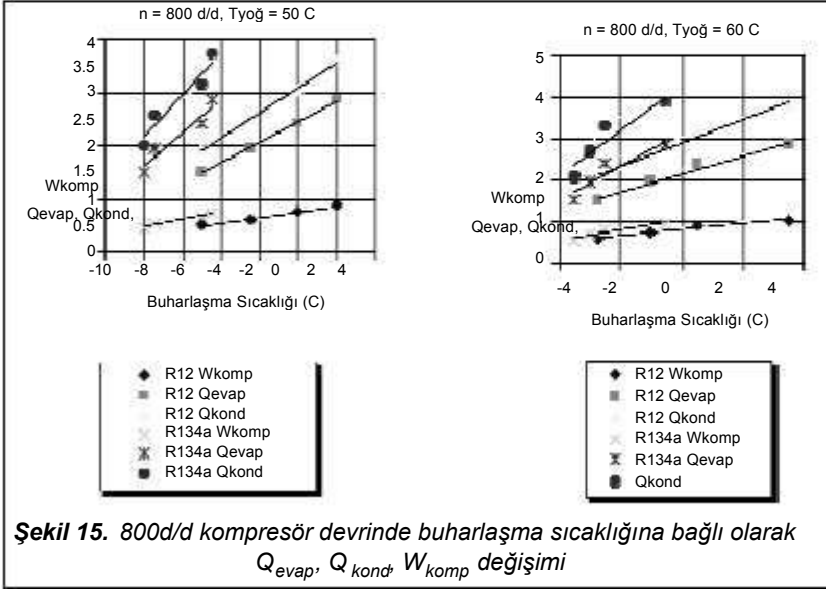


Şekil 14. 600-800-1000 d/d kompresör devirlerinde soğutma yüküne bağlı olarak kütleli debideki değişim

cüne göre tanımlanmış soğutma tesir katsayısının (STK_{em}) arttığı görülmektedir. R12'nin R134a'dan daha yüksek bir STK_{em}'e sahip olduğu ve artan soğutma yüküne bağlı olarak bu katsayının arttığı gözlemlenmektedir. Bunun nedeni artan buharlaşma sıcaklığına bağlı

arttığı görülmektedir. Aynı soğutma yükü için R134a soğutucu akışkanlı sistemde kondenserden atılan ısı miktarı R12 soğutucu akışkanlı sistemden daha fazladır. Aynı soğutma yükü için, R134a'lı sistemin daha fazla kompresör gücü gerektirdiği bilindiğine göre kondenserden atılan ısı miktarının da daha fazla olmaktadır.

Şekil 12'de artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak kompresörün çektiği elektrik gü-



Q_{evap} , Q_{kond} ve W_{komp} 'nin arttığı gözlenmektedir. Ayrıca artan kompresör devrine bağlı olarak bu değerlerin yine artış gösterdiği görülmektedir.

SONUÇLAR

Gerçek bir otomobil klimasının bileşenlerinden oluşan bir masa üstü otomobil kliması deney tesisatı kurularak R12 ve R134a soğutucu akışkanları ile çok sayıda sürekli rejim testi yapılmıştır. Elde edilen deneysel sonuçlar, sistemde R134a soğutucu akışkanı kullanılması durumunda performansta hafif bir düşme olduğunu göstermiştir. Buna rağmen R134a'nın ozon tabakasına zarar vermemesi ve daha az R134a şarjının yeterli olması, otomobil iklimaları için bu akışkanı R12'ye en önemli alternatif haline getirmektedir.

Otomobil klima sistemlerinde, R12'ye alternatif olarak, R134a soğutucu akışkanının yanı sıra birçok alternatif soğutucu akışkan gösterilmektedir. Bunlardan otomobil klima sistemlerinde kullanılmak üzere önerilen hidrokarbon iç-

erenden artan buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak, buharlaşma kapasitesindeki artıştır.

Artan buharlaşma kapasitesinin elektrik motor gücündeki değişimden daha büyük olması STK_{em} 'in artmasına neden olmaktadır.

Şekil 13'de görüldüğü gibi, artan kompresör devrine bağlı olarak elektrik motor gücünde bir artış olmaktadır. R134a soğutucu akışkanlı sistemin, R12'li sisteme göre %4-5 daha fazla bir elektrik motor gücü gerektirdiği görülmektedir.

Şekil 14'de gerekli soğutma yükünü karşılamak için çevrimde dolaşması gereken soğutucu akışkan debisinin değişimi gösterilmiştir. Şekillerden de görüldüğü üzere, artan soğutma yüküne bağlı olarak kütleli debinin arttığı ve R134a'lı sistemin, R12'li sistemden %10-25 daha az akışkan şarjı ile çalışabileceği görülmektedir.

Şekil 15'de buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak Q_{evap}

tüketme potansiyeli nedeniyle de otomobil iklimalarında kullanılması uygun olmamaktadır. Son yıllarda ise, otomobil klima sistemlerinde kullanılabilecek diğer soğutucu akışkanın CO_2 olduğu ortaya konmuştur. Ancak CO_2 'nin R134a'dan daha düşük STK 'ya sahip olması, daha yüksek kompresör gücü gerektirmesi, soğutma kapasitesinin daha düşük olması bu akışkanın dezavantajları olup, otomobillerde yaygın kullanılabilmesi için bu noktalar üzerinde çalışılmasına gerek vardır. Bu nedenle, R134a soğutucu akışkanının otomobil klima sistemlerinde daha uzun yıllar kullanılacağı tahmin edilmektedir.

KAYNAKLAR

- AL-RABGHI, O., and NIYAZ, A.A. 2000. Retrofitting R-12 car air conditioner with R-134a refrigerant, International Journal of Energy Research, (24):467-474
- DEVOTTA, S., and GOPICHAND S. 1992. Comparative assesment of HFC 134a and some refrigerants as alternatives to CFC-12, International Journal of Refrigeration, (15):112-118.
- KIATSIRIROAT, T. and EUAKIT T. 1997. Performance

de kullanılmak üzere önerilen hidrokarbon içe - rikli soğutucu akışkanlar, kaza anında alev alma riski nedeniyle göz ardı edilmektedir. Bir diğer seçenek, soğutucu akışkan karışımla - rıdır. Bu konuda yapılan çalışmalarda da olumlu sonuç alınamamıştır. Çünkü soğutucu akışkan karışımlarının çoğunun R22 içermesi, oto klimalarının emme basma ve sıvı hatlarını oluşturan hortumlar ile sızdırmazlığı sağlayan O-ringlere zarar vermekte, bu ise kısa sürede akışkan kaçağına sebep olmaktadır. Ayrıca R12 kadar olmasa da R22'nin ozon tabakasını

analyses of an automobile air conditioning system with R/22/R124/R152A refrigerant, Applied Thermal Engineering (17):1085-1097

- LEE, G.H. and YOO, J.Y. 2000. Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system, International Journal Refrigeration, (23): 243-254
- RATTIS, E.B. and BROWN J.S. 2000. An experimental cycling in an automotive air conditioning system, Applied Thermal Engineering, (20):1039-1058.