

DEĞİŞİK GAZ SOĞUTUCU ÇIKIŞ SICAKLIKLARI VE BASINÇLARI İÇİN BİR CO₂ SOĞUTKANLI MOBİL KLİMANIN PERFORMANSININ İNCELENMESİ

Arif Emre ÖZGÜR

Makine Eğitimi Bölümü, Teknik Eğitim Fakültesi, Süleyman Demirel Üniversitesi, 32260, Isparta
ozgur@tef.sdu.edu.tr

(Geliş/Received: 22.03.2007; Kabul/Accepted: 09.11.2007)

ÖZET

Küresel ısınma gerçeği nedeniyle, mobil iklimlendirme sistemleri için CO₂ (R-744) alternatif bir soğutkan olarak kullanılabilir. Bu çalışmada, CO₂'in soğutkan olarak kullanıldığı bir mobil iklimlendirme sisteminin soğutma etkinlik katsayısı ve sistem kompresörü için gerekli enerji gereksinimi değerlerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu incelemede, gaz soğutucu basıncı ve soğutkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı değerleri değişken olarak alınmıştır. CO₂'in buharlaşma sıcaklığı +5 °C, iç ısı değiştiricideki kızdırma değeri 10 °C olarak alınmıştır. Kompresörün izentropik verim değeri 0.7 olarak alınmıştır. Sistem elemanları içindeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Bu değerler ile oluşturulan matematiksel modelin çözümü ve soğutkanın özellikleri, bir bilgisayar programı yardımıyla elde edilmiştir. Sistemden elde edilen soğutma tesir katsayısı (STK) değerlerinin, gaz soğutucu basıncı ve soğutkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığına göre bir maksimum değere ulaştığı görülmüştür. Gaz soğutucu basıncının yükselmesi, STK değerlerinin soğutkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı ile daha az değişim göstermesini sağlamıştır. Sonuçlar grafikler yardımıyla sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: CO₂, mobil iklimlendirme, gaz soğutucu, performans, alternatif soğutkan.

THE PERFORMANCE ANALYSIS OF CO₂ MOBILE AIR CONDITIONING SYSTEM WITH VARIOUS GAS COOLER PRESSURE AND OUTLET TEMPERATURE OF CO₂ FROM THE GAS COOLER

ABSTRACT

Because of global warming reality, CO₂ (R-744) can be used an alternative refrigerant for mobile air-conditioning systems. In this study, the coefficient of cooling performance (COP) and energy requirement for operating of a mobile CO₂ air-conditioning system compressor were investigated. In the analysis, various gas cooler pressure and outlet temperature from the gas cooler of the refrigerant were used as variable parameters. The evaporation temperature of CO₂ and superheating value of CO₂ in the internal heat exchanger were selected as + 5 °C and 10 °C respectively. The compressor isentropic efficiency was used as 0.7. The pressure losses in the system components were neglected. A computer program was used to obtain solutions of the equations and properties of CO₂. It was concluded that, the COP values of the system reach a maximum value with variation of the gas cooler pressure and outlet temperature from the gas cooler of the refrigerant. The COP value variation speed with outlet temperature from the gas cooler of the refrigerant slowed down with the increased gas cooler pressure. The results were presented with diagrams.

Keywords: CO₂, mobile air-conditioning, gas cooler, performance, alternative refrigerant.

1.GİRİŞ (INTRODUCTION)

Araç klimaları ve soğuk zincir içinde yer alan gıda taşıma araçlarının soğutma sistemleri gibi mobil

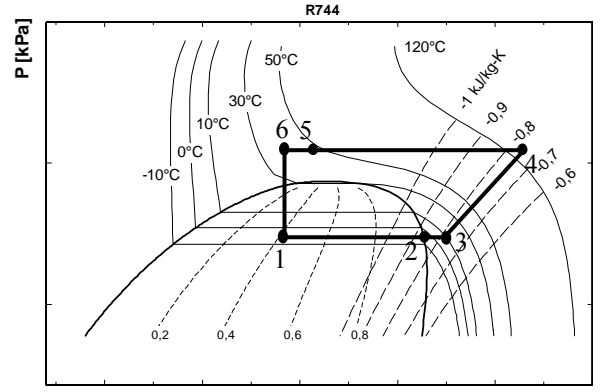
soğutma sistemleri, halen atmosfere zararlı soğutucu akışkan (soğutkan) emisyonu salınmasında yüksek orana sahiptir. Günümüzde bu tür sistemler için ozon tabakasına zarar vermeyen, HFC-134a soğutkanı çok

yaygın olarak kullanılmaktadır. Fakat bu akışkanın küresel ısınma katsayısı yaklaşık 1200 dür. Bu değer CO₂ için ise 1 dir. Dolayısıyla HFC-134a soğutkanının kullanılması, küresel ısınmanın önem kazandığı günümüzde çevre açısından çok olumsuz etkiler oluşturacaktır. Almanya'da yapılan bir araştırmada, 2007 yılından itibaren tüm mobil iklimlendirme sistemlerindeki HFC-134a akışkanının, CO₂ gazı ile değiştirilmesi ile 2010 yılına kadar Almanya'nın sera etkisi oluşturan gaz emisyonlarında 1 milyon ton CO₂'e eşdeğer bir azalma sağlanacağı belirtilmektedir [1]. CO₂'in yüksek hacimsel ısı kapasitesi sebebiyle, sistemde sağlanması gereken soğutkan debisi, konvansiyonel R-134a sistemlerine göre düşüktür. Fakat yine de R-134a sistemine göre araç motorundan çekilen güç, CO₂'li sistemler için daha yüksektir. Bu dezavantajla birlikte Almanya'da yapılan bir prototip çalışmasında, tam soğutma modunda CO₂'li sistemin R-134a soğutkanlı sisteme göre daha yüksek STK değeri ve daha az yakıt tüketimi sağladığı belirtilmiştir [2]. Ayrıca Avrupa Birliği de mobil klima sistemlerinde, HFC-134a akışkanının kullanımını 2011 yılından itibaren tamamen yasaklamaktadır [2]. Dolayısıyla mobil iklimlendirme sistemleri için alternatif soğutkanlar araştırılmaktadır. Bu alternatifler içinde en çok önem kazanan CO₂'dir. Bunun dışında hidrokarbon soğutkanlar da alternatif soğutkanlar olarak değerlendirilmektedir. Fakat bu soğutkanların patlayıcı ve yanıcı olmaları sorun oluşturmaktadır.

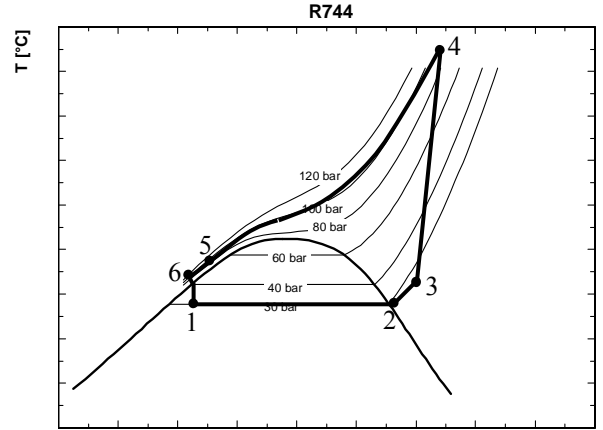
CO₂ hacimsel ısı transfer kapasitesi, q_v , yüksek bir akışkandır. Kim vd. [3] tarafından bu kapasite 0 °C için 22.545 kJ/m³ olarak verilmiştir. Bu değer CFC, HCFC, HFC ve HC akışkanların volümetrik ısı transfer kapasitelerine göre 3-10 kat daha yüksektir [3]. Bu sebeple aynı kapasite değerleri için, CO₂ soğutkanlı sistem boyutları, diğer konvansiyonel sistemlerin boyutlarına göre küçüktür. Fakat CO₂'in kritik nokta sıcaklığı ve kritik nokta basıncı ($T_{kr} = 31.1$ °C, $P_{kr} = 73.8$ bar) sistem tasarımını etkilemektedir. 31.1 °C sıcaklık mobil iklimlendirme sistemlerinin yoğuşturucu sıcaklığından düşüktür ve sıcak mevsimlerde oluşan atmosfer sıcaklığına yakın ve hatta altında bir değerdir. Dolayısıyla sistemden ısı atılması işlemi kritik nokta üzerinde gerçekleşmektedir ve CO₂ bu süreçte yoğuşmamaktadır. Yoğuşma kısımla işlemi sonrasında olmaktadır. Bu sebeple konvansiyonel sistemlerdeki yoğuşturucu yerine, CO₂ soğutkanlı sistemlerde gaz soğutucu kullanılmaktadır. Bu çalışmada incelenen CO₂ çevriminin P-h ve T-s diyagramlarının şematik gösterimi Şekil 1. de verilmiştir. Şekil 2'de ise incelenen mobil iklimlendirme sisteminin şematik gösterimi verilmiştir.

Bu çalışmada, CO₂'in soğutkan olarak kullanıldığı bir iklimlendirme sistemi için soğutma etkinlik katsayısı ve kompresör enerji tüketimi değerlerinin, değişik gaz soğutucu basıncı ve soğutkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı ile değişimleri incelenmiştir. Mobil

iklimlendirme sistemlerinde karşılaşılabilecek çalışma şartları (gaz soğutucu basıncı, soğutkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklığı, sistemin soğutma kapasitesi ve iç ısı değiştiricide soğutkanın sıcaklığındaki değişim) için performans analizi çalışmasının sonuçları sunulmuştur.

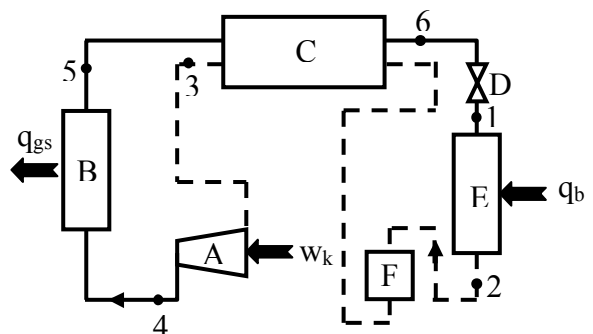


(a) P-h diyagramı (The P-h diagram)



(b) T-s diyagramı (The T-s diagram)

Şekil 1. CO₂ çevrimi (The CO₂ cycle)



Şekil 2. Mobil iklimlendirme sisteminin şematik gösterimi, A. Kompresör, B. Gaz soğutucu, C. İç ısı değiştirici, D. Kısmı valfi, E. Buharlaştırıcı, F. Akümülatör. (The schematic drawing mobile air-conditioning system), A. Compressor, B. Gas cooler, C. Internal heat exchanger, D. Expansion valve, E. Evaporator, F. Accumulator

2. ÇEVİRİM ANALİZİ (CYCLE ANALYSIS)

Şekil 1'de gösterilen CO₂ soğutkanlı çevrimde en büyük sorun, sistemden ısı atılan basıncın yüksek olmasıdır. CO₂'in kritik nokta değerleri sebebiyle ısı atımı kritik noktanın üstünde gerçekleşir. Dolayısıyla ısı atımı esnasında yoğunlaşma oluşmamaktadır ve sıcaklık sabit kalmamaktadır. Dolayısıyla gaz soğutucu ile çevre ortam akışkanı (hava) arasında oluşan ısı transfer katsayısı, gaz soğutucu boyunca değişik değerler almaktadır. Özellikle mobil klimalar gibi, sıcak mevsimlerde, dış ortam havasına ısı atımı gerçekleştiren sistemler için gaz soğutucu ile hava arasındaki ısı transferi çok önemlidir. Şekil 1'den de görüldüğü gibi, 5 noktası gaz soğutucudan çıkan CO₂'in durumunu göstermektedir. Bu noktanın daha düşük sıcaklıklara kayması ile daha yüksek sistem verimi elde edilebilir. Gaz soğutucu olarak yüksek verimli ısı değiştiricilerin kullanılmasıyla, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı çevre ortam sıcaklığına yaklaştırılabilir. Daha öncede bahsedildiği gibi, konvansiyonel buhar sıkıştırma sistemlerindeki yoğunlaştırıcının yerine, CO₂'li sistemlerde gaz soğutucu kullanılmaktadır. Şekil 2'de C ile gösterilen ısı değiştirici, gaz soğutucudan çıkan CO₂ soğutkanının sıcaklığını düşürerek, ek soğutma kapasitesi sağlar. Aynı zamanda kompresör tarafından emilen akışkanın sıcaklığında da, ısı değiştiricideki ısı transferi nedeniyle, artma olur. Dolayısıyla, artan kompresöre giriş sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığını da artırır. Artan çıkış sıcaklığı sebebiyle kompresör yağ ömrü azaltılmaktadır. Bu sebeple, yüksek kompresör çıkış sıcaklığı sağlanması gereken ısı pompası uygulamalarında, ısı değiştiricinin by-pass edilmesi tavsiye edilmektedir [4]. Kompresör çıkış sıcaklığı, kompresörü üreten firma kataloglarına göre ayarlanmalıdır [5]. Bu kriterler dikkate alınarak, iç ısı değiştiriciden çıkan soğutkanın kızgınlık derecesi, bu çalışmada 10 °C olarak sınırlandırılmıştır.

Mobil iklimlendirme sistemlerinde CO₂'in buharlaşma sıcaklığının seçimi de önem arz etmektedir. Buharlaşma sıcaklığındaki azalmanın, kompresörün araç motorundan çekeceği gücü arttıracak unutulmamalıdır. Bu çalışmada +5 °C buharlaşma sıcaklığı için analiz yapılmıştır. Buharlaştırıcı kapasitesi iki farklı değerde 4 ve 8 kW olarak alınmıştır ve

$$\dot{m}_s = \frac{Q_b}{(h_2 - h_6)} \quad (1)$$

ifadesi ile soğutkan debisi elde edilmiştir. Bu iki farklı buharlaştırıcı kapasitesi değeri, mobil iklimlendirme sistemleri için orta ve yüksek kapasite değerleri olarak kabul edilebilir [6]. CO₂ soğutkanlı mobil iklimlendirme sistemlerinde, sistem içersindeki yüksek basınç nedeniyle, soğutkan yoğunluğu yüksektir ve akışkan hızları konvansiyonel sistemlere göre düşüktür. Dolayısıyla sistem içersindeki basınç kaybı

değerleri oldukça düşüktür [5] ve ihmal edilebilir. Bu durumda;

$$P_1 = P_2 = P_3 \quad (2)$$

$$P_4 = P_5 = P_6 \quad (3)$$

eşitlikleri yazılabilir.

CO₂ kompresörlerinin izentropik verimleri ile ilgili değişik çalışmalar yapılmıştır. Çelik bu değeri 41.98 bar buharlaştırıcı basıncı ve değişik gaz soğutucu basıncı değerlerinde 0.65-0.7 olarak elde etmiştir [5]. Ayrıca basınç oranı aralığı olarak 1-10 değerleri için Robinson ve Groll bu değeri 0.827-0.726 olarak elde etmişlerdir [7]. Bu çalışmada kompresörün izentropik verim değeri 0.7 olarak alınmıştır. Bu durumda kompresörden çıkan soğutkan entalpisi h₄;

$$h_4 = \frac{h_{4,i} - h_3}{\eta_k} + h_3 \quad (4)$$

eşitliği ile elde edilmiştir. Burada h_{4,i}, izentropik sıkıştırma ile elde edilebilecek, soğutkanın kompresör çıkışındaki entalpisidir. Kompresörün araç motorundan çekeceği güç;

$$W_k = \dot{m}_s \cdot w_k = \dot{m}_s \cdot (h_4 - h_3) \quad (5)$$

eşitliği ile, gaz soğutucu kapasitesi ise;

$$Q_{gs} = \dot{m}_s \cdot (h_4 - h_5) \quad (6)$$

eşitliği ile elde edilmiştir. Gaz soğutucu verimi ise;

$$\eta_{gs} = \frac{(T_4 - T_5)}{(T_4 - T_{hg})} \quad (7)$$

bağıntısı ile elde edilmiştir [8]. Burada T_{hg} gaz soğutucuya gelen dış hava sıcaklığıdır. Bu bağıntı gaz soğutucudan çıkan CO₂'in sıcaklığının gaz soğutucuya giren hava sıcaklığına yaklaşma oranını gösterdiği için önemlidir. Soğutma kapasitesinin artışı sağlamak için kullanılan iç ısı değiştiricisinde ısı ve diğer kayıplar ihmal edilerek enerji dengesi;

$$h_6 + h_3 = h_5 + h_2 \quad (8)$$

şeklinde yazılabilir. Burada (h₆ = h₁) olduğu unutulmamalıdır.

Sistemden elde edilecek soğutma tesir katsayısı STK;

$$STK = \frac{Q_b}{W_k} \quad (9)$$

bağıntısı ile elde edilmiştir.

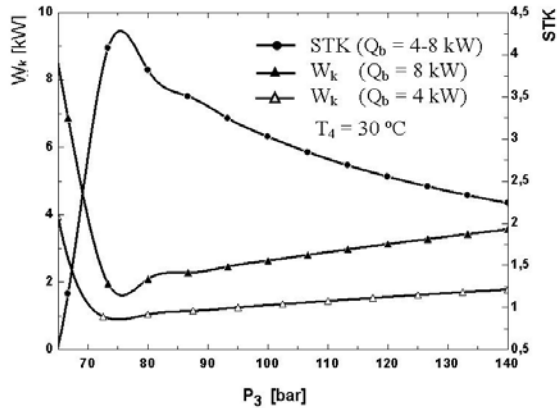
CO₂'in özellikleri ve denklemlerin çözümleri EES (Engineering Equation Solver) adlı bir paket program ile elde edilmiştir [9]. Bu program içerisinde yer alan R-744 (CO₂) akışkan kütüphanesi, Span ve Wagner [10] tarafından elde edilen eş-ilişkileri kullanmaktadır.

3. BULGULAR (RESULTS)

Şekil 3, 4 ve 5 de, soğutkanın gaz soğutucudan üç farklı çıkış sıcaklığı 30 °C, 40 °C ve 50 °C şartlarında, STK değerlerinin, gaz soğutucu basıncıyla değişimleri sırasıyla verilmiştir. Bu sıcaklık değerleri, mobil iklimlendirme sistemlerinin gaz soğutucu çıkışındaki gerçek değerlere uygundur. Bu şekillerden görüldüğü gibi, soğutkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı düştükçe, optimum STK değerinin daha düşük basınçlarda (P₃) elde edildiği görülmektedir. Şekil 3'de görüldüğü gibi 4 ve 8 kW soğutma yükleri için elde edilen STK değerleri birbirlerine eşittir. Aynı durum Şekil 4 ve 5 de görülebilir. Fakat kompresörün araç motorundan çektiği güç, 4 ve 8 kW soğutma yükleri için oldukça değişiklik göstermiştir.

Şekil 3, 4 ve 5 birlikte incelenirse, T₄ sıcaklığı azaldıkça kompresörün araç motorundan çekeceği gücün de azalacağı görülmektedir. Aracın yakıt tüketimi ve egzoz emisyonları, bu sıcaklık değerinin azaltılması ile daha düşük değerlerde elde edilebilir.

Şekil 3, 4 ve 5 de, STK değerinin bir maksimum değere ulaştıktan sonra azalma eğilimine girmesinin sebebi, Şekil 1'de görülen P-h diyagramında, gaz soğutucunun çıkış şartını simgeleyen (5) noktası etrafındaki izoterm eğrilerinin, basıncın artışı ile dik hale gelmesidir. Basıncın artışıyla, buharlaştırıcı kapasitesindeki değişim sıfıra doğru gitmektedir. Fakat bu durumda artan kompresör enerji tüketim değeri sebebiyle STK değerlerinde azalma görülmektedir. Yine aynı şekillerde, kompresör iş değerlerinin bir minimum değere ulaştıktan sonra artış göstermesinin sebebi, kızgın buhar bölgesindeki izoterm eğrilerinin, kritik nokta basıncının altında artan basınç ile yatay hale gelme eğilimleri ve kritik



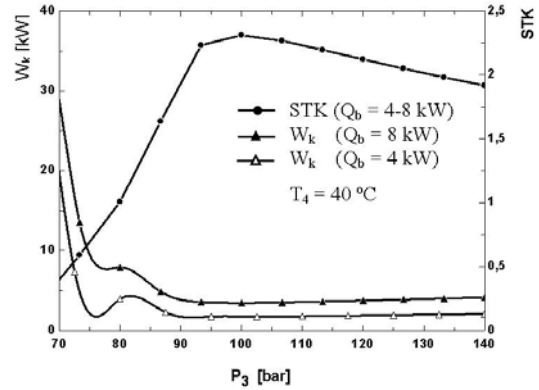
Şekil 3. T₄=30 °C için elde edilen STK değerlerinin gaz soğutucu basıncı ile değişimi (COP_c variation with the gas cooler pressure for T₄ = 30 °C)

nokta basıncından sonra artan basınç ile dik hale gelme eğilimleri ile açıklanabilir.

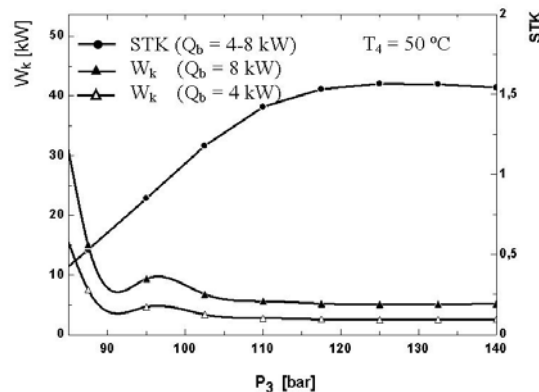
Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının ve basıncının, sistemin STK değeri üzerindeki etkileri Şekil 6'da görülmektedir. Görüldüğü gibi gaz soğutucu çıkış sıcaklığı yaklaşık 50 °C'nin altında olduğunda, P₃ değerinin, 110 bar'ın üstünde bir değere çıkması, STK'nın azalmasına sebep olmaktadır. Bu sıcaklık değerinin (50 °C) üstünde ise, gaz soğutucu basıncı arttıkça, STK değeri de artmaktadır. Ayrıca gaz soğutucu basıncının arttığı durumlarda, STK'nın T₄ sıcaklığı ile daha az değişim gösterdiği görülmektedir. T₄ sıcaklığı gaz soğutucuya gelen dış hava sıcaklığına bağlıdır. Mobil klima sisteminin tüm mevsim boyunca maruz kalacağı dış ortam hava sıcaklığı değerleri dikkate alınarak, gaz soğutucu basıncı belirlenmelidir. Böylelikle tüm mevsim boyunca verimli bir çalışma ve düşük yakıt tüketimi elde edilebilir.

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (CONCLUSION)

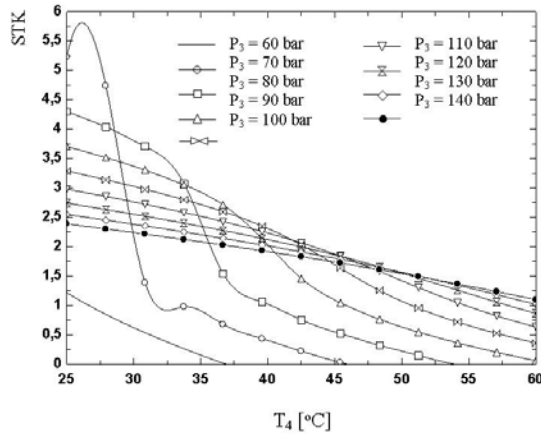
Çevresel etkiler ve dünya çapında soğutma ve iklimlendirme sistemleri tarafından kullanılan enerji değerleri dikkate alındığında, alternatif soğutkanların doğru seçilmesinin çok büyük öneme sahip olduğu görülmektedir. Ayrıca mobil iklimlendirme sistemleri



Şekil 4. T₄ = 40 °C için elde edilen STK değerlerinin gaz soğutucu basıncı ile değişimi (COP_c variation with the gas cooler pressure for T₄ = 40 °C)



Şekil 5. T₄ = 50 °C için elde edilen STK değerlerinin gaz soğutucu basıncı ile değişimi (COP_c variation with the gas cooler pressure for T₄ = 50 °C)



Şekil 6. T_4 sıcaklığının ve P_3 basıncının sistemin STK değeri üzerindeki etkileri (The variation of COP_c with temperature T_4 and pressure P_3)

gibi kaza anında zarar gören sistemlerde, yanıcı ve zehirleyici soğutkanlar kullanımı da insan hayatı açısından tehlikelidir. Bu durumlar dikkate alındığında, mobil iklimlendirme sistemleri için tek alternatif soğutkan, CO₂ olarak kabul edilebilir.

Özellikle araç egzoz emisyonlarının azaltılması açısından, CO₂ soğutkanlı sistemlerde gaz soğutucunun tasarımı büyük önem arz etmektedir. Çevre ortam havası sıcaklığı, bu sistemlerin STK değerlerini oldukça etkilemektedir. Soğutkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı, çevre ortam havası sıcaklığına ne kadar çok yaklaştırılırsa, sistem performansının artışı o ölçüde büyük olacaktır. Ayrıca gaz soğutucu basıncının yüksek olması sebebiyle, gaz soğutucu için kullanılacak malzeme seçimi ve kalınlığı da önemli bir tasarım parametresidir.

Araçtan elde edilecek yüksek soğutma performansı, sıcak mevsim boyunca değişiklik gösterecektir. Bu sebeple gaz soğutucu basıncı, tüm mevsim için optimum soğutma performansını sağlayabilecek şekilde belirlenmelidir. Bu sebeple deneysel amaçlı sistemlerin kurulması ve bu sistemlerden alınacak ölçümlere gereksinim duyulmaktadır. Günümüzde, otomotiv sektöründeki araştırma ve geliştirme çalışmaları bu konu üzerinde yoğunlaşmıştır.

Teknolojik açıdan birçok yenilik ile üretilen CO₂'li mobil iklimlendirme sistemleri, günümüzde otomotiv sektörü için tek alternatif çözüm olarak değerlendirilmektedir.

SEMBOLLER (LIST OF SYMBOLS)

1,2,3	Şekil 1'de gösterilen çevrimin hal durumları
4,5,6	Şekil 1'de gösterilen çevrimin hal durumları
b	Buharlaştırıcı
gs	Gaz soğutucu
h	Entalpi (kJ/kg)
hg	Gaz soğutucuya gelen hava

i	İzentropik hal değişimi ile ulaşılan nokta	
\dot{m}_s	Soğutucu akışkan debisi	(kg/s)
P	Basınç	(bar)
Q	Isıl kapasite	(kW)
q_v	Hacimsel ısı transfer kapasitesi	(kJ/m ³)
s	Entropi	(kJ/kgK)
STK	Soğutma tesir katsayısı	
T	Sıcaklık	(°C)
W_k	Kompresör işi	(kW)
w_k	Özgül kompresör işi	(kJ/kg)
η_{gs}	Gaz soğutucu verimi	
η_k	Kompresör izentropik verimi	

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Schwartz, W., "Forecasting R-134a emissions from car air conditioning systems until 2020 in Germany", **Translation of lecture at DKV Deutsche Kaelte-Klima-Tagung**, 22-24, November 2000.
- Neksa, P., "CO₂ as The Refrigerant for Systems in Transcritical Operation Principles and Technology Status-Part I", **Natural Refrigerants Conference AIRAH's 2004**, Cilt: 3, No: 8, 28-33, Sydney, 2004.
- Kim, H.M., Pettersen, J., Bullard, C.W., "Fundamental Process and System Design Issues in CO₂ Vapor Compression Systems", **Progress in Energy and Combustion Science**, No: 30, 119-174, 2004.
- Bullard, C., Rajan, J., Cho, S.O., "Residential Space Conditioning and Water Heating with Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle", **Appliance Magazine Engineering**, Cilt: March, 30-38, 2005.
- Çelik, A., "Performance of Two-stage CO₂ Refrigeration Cycles", **Master of Science Thesis, University of Maryland, ABD**, 2004.
- Anand, G., Mahajan, M., Jain, N., Maniam, B., Tumas, T.M., "e-Thermal: Automobile Air-Conditioning Module", **SAE Technical Paper Series, 2004-01-1509**, 2004.
- Robinson, D.M., Groll, E.A., "Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine", **Int. J. of Refrigeration**, Cilt: 21 No: 7, 577-589, 1998.
- Kauf, F., "Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles", **Int. J. Thermal Science**, No: 38, 325-330, 1999.
- Klein, S.A., "Engineering equation solver, version 7.714", **F-Chart Software**, 2006.
- Span R., Wagner W., "A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressure up to 800 MPa", **J. of Phys. Chem. Ref. Data**, Cilt: 25 No: 6, 1509-1596, 1996.