



## KRİTİK NOKTA ÜSTÜ ÇEVİRİMLİ CO<sub>2</sub> SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE OPTİMUM GAZ SOĞUTUCU BASINCI: YENİ BİR KORELASYON

Arif Emre ÖZGÜR\*, Hilmi Cenk BAYRAKÇI\*\* ve Ali Ekrem AKDAĞ\*\*\*

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

\*\* Süleyman Demirel Üniversitesi Senirkent MYO. İklimlendirme.-Soğutma Bölümü  
32600 Senirkent, Isparta, cenk@sdu.edu.tr

\*\*\* Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı  
Isparta, ali\_ekrem83@hotmail.com

(Geliş Tarihi: 05. 11. 2008, Kabul Tarihi: 24. 03. 2009)

**Özet:** Kritik nokta üstü karbondioksit (R744) soğutma çevrimlerinde, gaz soğutucu basıncı sistemin enerji ve ekserji verimliliği açısından çok önemli bir tasarım parametresidir. Bu çalışmada, optimum gaz soğutucu basıncı, R744 soğutkanı için sistemdeki buharlaşma sıcaklığının ve gaz soğutucudan çıkış sıcaklığının bir fonksiyonu olarak verilmiştir. Elde edilen korelasyon  $-25\text{ °C} < T_b < 0\text{ °C}$  ve  $30\text{ °C} < T_{gs,ç} < 55\text{ °C}$  aralıkları için geçerlidir. Bu buharlaşma ve gaz soğutucu çıkış sıcaklıkları aralıklarında, optimum gaz soğutucu basıncı değerleri üç boyutlu grafik yardımıyla sunulmuştur. Bu çalışmada ele alınan buharlaşma sıcaklığı aralığı, literatürdeki çalışmalardan daha geniştir ve bu yönüyle önem arz etmektedir. Literatürde optimum gaz soğutucu basıncı için verilen bir korelasyon ile bu çalışma sonucunda elde edilen korelasyonun karşılaştırması da sunulmuştur.

**Anahtar kelimeler:** CO<sub>2</sub>, Optimum, Gaz soğutucu, Basıncı, Korelasyon.

## THE OPTIMUM GAS COOLER PRESSURE FOR TRANSCRITICAL CO<sub>2</sub> REFRIGERATION CYCLE: A NEW CORRELATION

**Abstract:** The gas cooler pressure is one of the most important design parameter for energy and exergy efficiencies of a transcritical CO<sub>2</sub> (R744) cooling system. In this study, the optimum gas cooler pressure is obtained as a function of evaporation temperature of CO<sub>2</sub> and outlet temperature of CO<sub>2</sub> following the gas cooler. The presented correlation is valid for  $-25\text{ °C} < T_b < 0\text{ °C}$  and  $30\text{ °C} < T_{gs,ç} < 55\text{ °C}$ . The obtained correlation is presented with a three dimensional graphic for these limits. The evaporation temperature interval is wider than the recent literature works, so this is the importance of this correlation. However a comparison is presented between correlations presented a literature work and presented with this study.

**Key words:** CO<sub>2</sub>, Optimum, Gas cooler, Pressure, Correlation.

### GİRİŞ

Küresel ısınma gerçeğinin günümüzde ciddi boyutlara ulaşması, enerji tüketen ve sera etkisi oluşturan gazları atmosfere verme potansiyelleri olan soğutma sistemleri ve klimalar gibi cihazlar ile ilgili bir takım yenilikçi fikirler ortaya çıkarmıştır. Bunların başında sistem içerisinde kullanılan soğutucu akışkanların CO<sub>2</sub> (R-744) ile değiştirilmesi gelmektedir. CFC (Kloroflorokarbon) ve HCFC (Hidrokloroflorokarbon) olarak adlandırılan soğutkanların ozon tabakasını delmesi ve yüksek küresel ısınma potansiyellerine (GWP) sahip olmaları sebepleri ile 1996 yılından bu yana yeni kurulan sistemlerde kullanımları yasaklanmıştır (Özgür ve Bayrakçı, 2008). Bu sebeple soğutma sistemlerinde kullanılacak akışkanlar

açısından bir alternatifte ihtiyaç duyulmuş ve ozon tabakasını delme potansiyeli (ODP) sıfır olan ve HFC (Hidroflorokarbon) olarak adlandırılan soğutkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Fakat bu akışkanların GWP değerlerinin oldukça yüksek olması ve bu akışkanların atmosfere salınmaları veya kaçak yolu ile karışmaları küresel ısınmanın temel sebeplerinden birini oluşturmuştur. Bundan dolayı, HFC akışkanların kullanımı konusunda da yakın gelecekte bir yasaklanma beklenmektedir. İlk yasak, en çok bilinen HFC akışkanlardan olan, HFC-134a için Danimarka'da 2007 yılında getirilmiştir (Bellstedt vd., 2002). Bu yasak 10 kg.'ın üstünde soğutkan içeren sistemlerde HFC-134a kullanımını yasaklamaktadır. Ayrıca 2011 yılından

İtibaren Avrupa Birliği üyesi ülkelerde araç kliması sistemlerinde HFC-134a kullanımı yasaklanacaktır ve bu akışkan yerine R-744 kullanılacaktır (Neksa, 2004). Otomotiv endüstrisi bu konu üzerinde yoğun araştırmalara devam etmektedir. HFC-134a soğutkanının GWP değerinin 1300 ve CO<sub>2</sub> soğutkanının GWP değeri ise 1'dir. Bu aradaki fark, otomobil klimaları gibi çevreye soğutkan emisyonu kaçırma ihtimali yüksek olan sistemlerde HFC-134a kullanımının durdurulmasına neden olmaktadır.

CO<sub>2</sub> kullanılan soğutma sistemlerinin verimliliği artırılması için birçok çalışma yapılmaktadır. Ayrıca bu sistemler içerisindeki basınç, konvansiyonel sistemlere göre daha yüksektir. Konvansiyonel sistemlerde yoğuşturucu olarak adlandırılan parça yerine kritik nokta üstü R-744 çevrimlerinde gaz soğutucu kullanılmaktadır. Sistemden ısı atımı, karbondioksitin kritik nokta basıncının ve sıcaklığının üstünde (P<sub>kr</sub> = 7.38 MPa, T<sub>kr</sub> = 31.1 °C) olmaktadır. Bundan dolayı, karbondioksit bu süreçte yoğuşmamaktadır ve karbondioksitin sıcaklığı, gaz soğutucu içinde sürekli azalarak değişmektedir. Yoğuşma ise kısma valfine giren kızgın karbondioksit buharının, kısma valfi çıkışında ıslak buhara dönüşmesi ile olmaktadır. Sistemin detayları ile ilgili daha ayrıntılı bilgiler, ilgili literatürün incelenmesi ile elde edilebilir (Neksa vd., 1998, Laipradit vd. 2008, Rozhentsev ve Wang, 2008, Groll ve Kim, 2007, Kim vd., 2004, Bullard vd., 2005).

Kritik nokta üstü CO<sub>2</sub> çevrimlerinin verimliliği açısından gaz soğutucu basıncı ve gaz soğutucudan çıkan CO<sub>2</sub>'in sıcaklığı çok büyük öneme sahiptir (Özgür, 2008). Bu sistemlerin enerji ve ekserji verimleri, belirli bir gaz soğutucu basıncında optimum bir değere ulaşır. Bu optimum değer aynı zamanda diğer tasarımı ve çalışma parametrelerine göre de artma ve azalma eğilimi gösterir. Kauf tarafından 1999 yılında yapılan bir çalışmada optimum gaz soğutucu basıncını sadece çevre havası sıcaklığına bağlı olarak sunmuştur (Kauf, 1999). Kauf tarafından önerilen korelasyon;

$$P_{opt,gs} = 2.6 T_{çevre}$$

şeklinde. Bu ifade sadece 35 °C ile 50 °C çevre sıcaklıklarında geçerlidir. Chen ve Gu tarafından 2005 yılında yapılan bir çalışmada, optimum gaz soğutucu basıncı yine çevre havası sıcaklığına bağlı olarak verilmiştir ve

$$P_{opt,gs} = A.T_{çevre} + B$$

ifadesi ile matematiksel olarak sunmuşlardır (Chen ve Gu, 2005). Burada A ve B sabit katsayıları ifade etmektedir. Yine bu ifade 30 °C ile 50 °C çevre sıcaklıklarında geçerlidir. Liao vd. tarafından 2000 yılında yapılan bir çalışmada ise optimum gaz soğutucu basıncı;

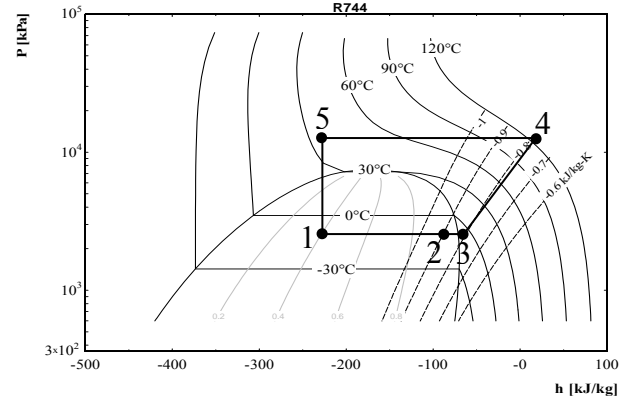
$$P_{opt,gs} = (2.778 - 0.0157.T_b).T_5 + (0.381.T_b - 9.34)$$

ifadesi ile sunulmuştur (Liao vd., 2000). Burada T<sub>b</sub>, CO<sub>2</sub>'in buharlaştırıcıdaki buharlaşma sıcaklığı ve T<sub>5</sub> ise CO<sub>2</sub>'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığıdır ve şekil 1 de görülen P-h diyagramındaki 5 noktasının sıcaklığını ifade etmektedir. Bu korelasyon -10 °C < T<sub>b</sub> < 20 °C ve 30 °C < T<sub>5</sub> < 60 °C aralığında geçerlidir.

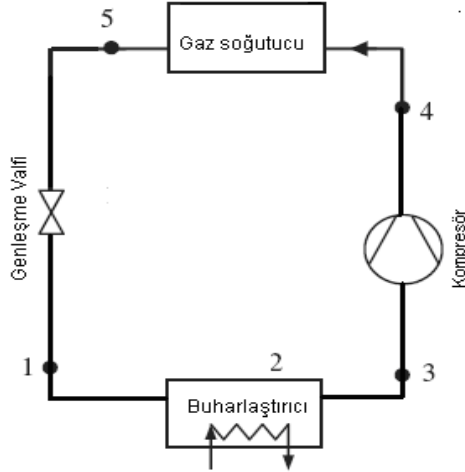
Bu çalışmanın amacı, kritik nokta üstü CO<sub>2</sub> çevrimlerine göre çalışan soğutma ve ısı pompası sistemlerinin verimliliği açısından büyük bir öneme sahip olan optimum gaz soğutucu basıncı değerini, buharlaşma ve CO<sub>2</sub>'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığına göre hassas olarak veren yeni bir korelasyon sunmaktır. Bu çalışmada ele alınan buharlaşma sıcaklığı aralığı ise literatürdeki çalışmalara göre daha geniş seçilmiştir (-25 °C < T<sub>b</sub> < 0 °C). Böylelikle derin soğutma uygulamalarındaki buharlaşma sıcaklıkları aralıkları da dikkate alınmıştır. CO<sub>2</sub>'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı aralığı ise 30 °C < T<sub>5</sub> < 55 °C olarak seçilmiştir. Bu sıcaklığın 55 °C değerinin üstüne çıkması durumunda sistem verimi çok düşük değerlere ulaşmaktadır. Günümüzde genellikle su soğutmalı gaz soğutucular ile çalışan CO<sub>2</sub> soğutma sistemlerinde, CO<sub>2</sub>'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığının 55 °C değerinin üstüne çıkması olağan bir durum değildir.

## MATERYAL VE METOT

Kritik nokta üstü CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi için optimum gaz soğutucu basıncının hesaplanması amacıyla tek kademeli bir çevrim ele alınmıştır. Bu çevrimin ln P-h diyagramı şematik olarak şekil 1'de ve ekipman-eleman diyagramı da şekil 2'de görülmektedir. Bu çevrimde sistem elemanları içerisinde oluşan basınç kayıpları ihmal edilmiştir. CO<sub>2</sub>'in hacimsel ısı transfer kapasitesi, q<sub>v</sub>, yüksek bir akışkandır. Kim vd. tarafından bu kapasite 0 °C için 22.545 kJ/m<sup>3</sup> olarak verilmiştir. Bu değer CFC, HCFC, HFC ve HC akışkanların volümetrik ısı transfer kapasitelerine göre 3-10 kat daha yüksektir (Kim vd., 2004). Bu sebeple aynı kapasite değerleri için, CO<sub>2</sub> soğutkanlı sistem boyutları, diğer konvansiyonel sistemlerin boyutlarına göre küçüktür. Ayrıca sistemdeki CO<sub>2</sub> debisi, sistemin çalışma şartlarına bağlı olarak değişkenlik arz eder ve konvansiyonel akışkanlı sistemlere göre düşüktür. Bu durumda da sürtünme sebebi ile gerçekleşen basınç kayıplarının çok az olmasına neden olmaktadır.



Şekil 1. İncelen çevrimin lnP - h diyagramı üzerinde şematik gösterimi.



Şekil 2. İncelen çevrimin ekipman-eleman diyagramı üzerinde şematik gösterimi.

Şekil 1 de gösterilen çevrimde 1-2 buharlaştırıcıda sabit basınç ve sıcaklıkta kaynama, 2-3 buharlaştırıcıda CO<sub>2</sub> aşırı kızdırılması, 3-4 sıkıştırma ve 4-5 ise CO<sub>2</sub>'nin sabit basınçta soğutulmasıdır. Bu çalışmada aşırı kızdırma değeri 10 °C olarak alınmıştır. Bu değer birçok CO<sub>2</sub> çevrimli sistemler için uygundur. Bu değer daha da artırılması, kompresör çıkışındaki CO<sub>2</sub> sıcaklığını da arttıracığından dolayı istenmez. Aksi takdirde kompresör yapısında bozulmalar olabilir. Bu şekilden de görüldüğü gibi CO<sub>2</sub> gaz soğutucu da sıvı hale getirilmemektedir ve CO<sub>2</sub>'nin sıcaklığı bu süreç boyunca değişkendir. Bu çalışmada, kompresör tarafından CO<sub>2</sub>'in sıkıştırılması izentropik bir olay olarak ele alınmamıştır. Kompresörün izentropik verimi Robinson ve Groll tarafından verilen (1) numaralı ifade ile hesaplanmıştır (Robinson ve Groll, 1998).

$$\eta_k = 0.815 + \left( 0.022 \left( \frac{P_{gs}}{P_b} \right) \right) - \left( 0.041 \left( \left( \frac{P_{gs}}{P_b} \right)^2 \right) \right) + \left( 0.0001 \left( \left( \frac{P_{gs}}{P_b} \right)^3 \right) \right) \quad (1)$$

Bu ifade de P<sub>gs</sub> gaz soğutucu basıncıdır ve optimum değerlerinin elde edilebilmesi için aşağıda termodinamiğin 1. yasası denklemleri ile birlikte çözümlenmesi gerekmektedir. Termodinamiğin 1. yasası Şekil 1 de görülen çevrim elemanlarına sırasıyla şöyle uygulanabilir;

$$\text{Buharlaştırıcı;} \\ q_b = (h_3 - h_1) \quad (2)$$

$$\text{Kompresör;} \\ w_k = \frac{(h_{4s} - h_3)}{\eta_k} \quad (3)$$

$$\eta_k = \frac{(h_{4s} - h_3)}{(h_4 - h_3)} \quad (4)$$

Burada h<sub>4s</sub> kompresörde izentropik sıkıştırma sonunda elde edilecek entalpi değeridir.

$$\text{Gaz soğutucu;} \\ q_{gs} = (h_4 - h_5) \quad (5)$$

$$\text{Kısma valfi;} \\ h_5 = h_1 \quad (6)$$

Birinci yasa analizi sonucunda ulaşılan soğutma tesir katsayısı (STK);

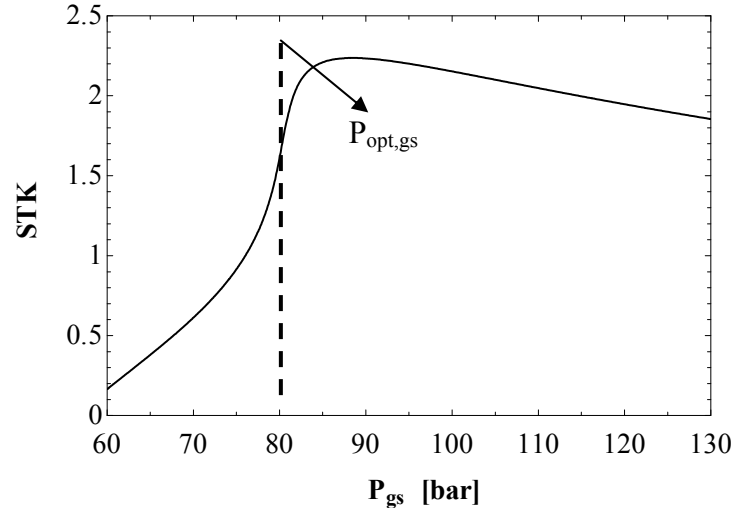
$$\text{STK} = \frac{q_b}{w_k} \quad (7)$$

şeklinde hesaplanır. Bu birinci yasa verimi, kritik nokta üstü çevrimli CO<sub>2</sub> soğutma sistemlerinde belirli bir gaz soğutucu basıncı için maksimuma ulaşır. Bu basıncın optimum gaz soğutucu basıncı olarak adlandırılır ve sistemin çalışma şartlarına bağlı olarak değişkenlik arz eder. Bu çalışmada da 625 değişik sistem çalışma şartları için bu optimum gaz soğutucu basıncı değerleri incelenmiştir. STK değerinin maksimuma ulaşmasını sağlayan bu gaz soğutucu basıncına ise optimum gaz soğutucu basıncı denir. Bu çalışmada yukarıda yazılan (1) - (7) aralığındaki denklemler bir bilgisayar programında (EES) çözülmüştür. CO<sub>2</sub>'in termodinamik özellikleri ve denklemlerin çözümü bu paket program yardımıyla elde edilmiştir (Klein, 2006). Bu program içerisinde yer alan R-744 (CO<sub>2</sub>) akışkan kütüphanesi, Span ve Wagner (1996) tarafından elde edilen eş-ilişkileri kullanmaktadır (Span ve Wagner, 1996).

Programdan elde edilen optimum gaz soğutucu basınç değerleri -25 °C < T<sub>b</sub> < 0 °C buharlaşma aralığında ve 30 °C < T<sub>5</sub> < 55 °C CO<sub>2</sub>'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı aralıklarında listelenmiştir. Yukarıdaki şartlar için elde edilen 625 adet veri yine başka bir istatistiksel veri analizi yapan bir bilgisayar programı (Engineering Equation Solver-EES) ile lineer olmayan regresyon analizi ile bir denklem haline getirilmiştir.

## BULGULAR

Optimum gaz soğutucu basıncının önemini vurgulamak için Şekil 3. de verilen grafik anlamlıdır. Burada T<sub>b</sub> = -10 °C, T<sub>5</sub> = 35 °C ve η<sub>k</sub> = 0.841 olması durumunda sistemin STK değerinin gaz soğutucu basıncı ile değişimi gösterilmiştir. Bu grafikte 625 farklı şart için belirlenen optimum gaz soğutucu basıncı değerlerinden sadece bir tanesi görülmektedir. Şekil 3. de görülen optimum gaz soğutucu basıncı yaklaşık 88.4 bar olarak görülmektedir.

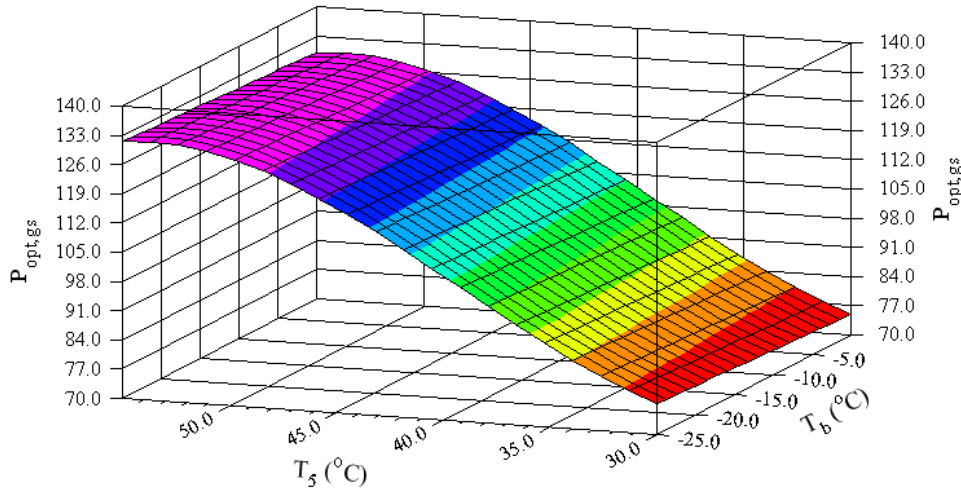


Şekil 3. Optimum gaz soğutucu basıncı sistemin STK değeri üzerine etkisi için bir örnek.

Şekil 3. den görüldüğü üzere, sistemin verimliliği gaz soğutucu basıncına aşırı ölçüde bağlıdır. Bu bağımlılık değişik sistem şartlarında artma veya azalma eğilimi gösterse de optimum gaz soğutucu basıncı sistem verimliliği için önemini kaybetmez. Çevre dostu R-744 soğutkanları kullanılan çevrimlerin enerjinin verimliliğinin artırılması açısından optimum

gaz soğutucu basıncı doğru ve hassas olarak belirlenmelidir. Bu çalışma sonucunda geçerlilik aralığı daha yüksek olan bir korelasyon (eş ilişki) su amaç için sunulmuştur. Elde edilen korelasyon lineer olmayan bir denklemdir ve şöyle yazılabilir;

$$P_{opt,gs} = a + b.T_b + c.T_5 + d.(T_5)^2 + e.(T_5)^3 \quad (8)$$



Şekil 4. Optimum gaz soğutucu basıncının T<sub>b</sub> ve T<sub>5</sub> ile değişimi.

Bu denklemin regresyon değeri  $R^2 = \% 99.7$  tür. Analiz sonuçlarını yüksek geçerlilikle simgeleyen bu denklemdaki katsayılar ise tablo 1. de verilmiştir. Eşitlik (8) ile elde edilen optimum gaz soğutucu basınçlarının buharlaşma sıcaklığı ve CO<sub>2</sub>'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı ile değişimi şekil 4. de üç boyutlu grafik ile verilmiştir. Bu grafikten görüldüğü

gibi CO<sub>2</sub>'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı (T<sub>5</sub>) azaldıkça, optimum gaz soğutucu basıncı da daha düşük değerlerde elde edilmektedir. Bu nedenle, CO<sub>2</sub> akışkanlı soğutma çevrimleri veya ısı pompası çevrimlerinde, gaz soğutucunun ısı transfer kabiliyeti yüksek olmalıdır ki daha düşük gaz soğutucu basınçlarına gereksinim duyulsun.

Tablo 1. Eşitlik (8) deki sabitler.

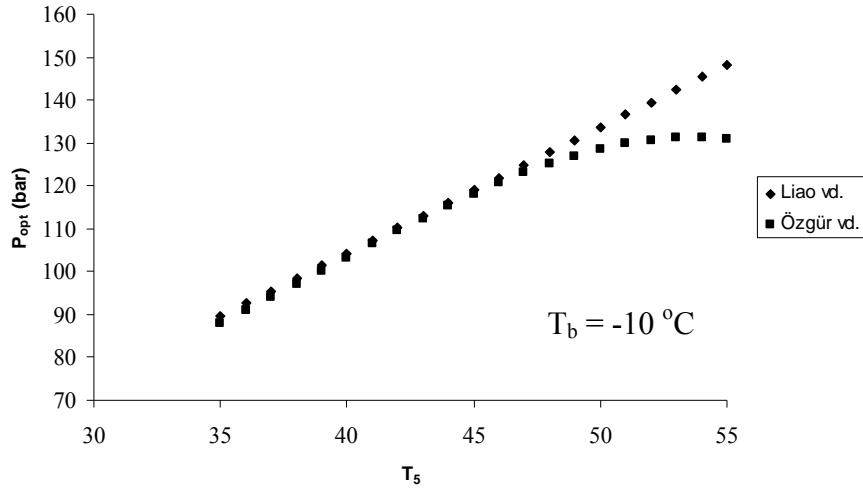
Sabit	a	b	c	d	e
Değer	283.5689	-0.10102	-20.2585	0.59476	-0.00504

Bilindiği üzere gaz soğutucu basıncının artması, sistem kompresörünün çekeceği enerjinin de artması anlamına gelmektedir. Buharlaşma sıcaklığının ise daha düşük değerlere indirilmesi ile de optimum gaz soğutucu basıncında az oranda bir artış görülmektedir.

Eşitlik (8) ile verilen korelasyon, Liao vd. tarafından verilen korelasyon ile kıyaslanmıştır ve bu kıyaslama şekil 5 de sunulmuştur. Bu kıyaslama da görülmektedir ki, Liao vd. ile tarafından önerilen korelasyon ile Eşitlik (8) de verilen korelasyon, CO<sub>2</sub>'in gaz soğutucudan çıkış

sıcaklığı 50 °C oluncaya kadar gayet iyi bir uyum göstermektedirler. Fakat 50 °C ile 55 °C aralığında bu uyum bozulmaktadır. Eşitlik (8) ile verilen optimum gaz soğutucu basıncı değerleri azalma eğilimi gösterirken, Liao vd. tarafından önerilen korelasyondan elde edilen optimum gaz soğutucu basıncı değerleri artma eğilimini devam ettirmektedir. Fakat gözden kaçırılmaması gereken husus bu noktada, CO<sub>2</sub>'in kritik nokta üstü hal durumunda olduğudur. CO<sub>2</sub>'in LnP-h diyagramı incelenirse, kritik nokta üstündeki izoterm eğrilerinin

eğimlerinin yataylaşma ve dikleşme karakteristikleri dikkat çeker. CO<sub>2</sub>'in sıcaklığının 55 °C gibi kritik sıcaklığının çok üstüne çıkması durumunda ve 55 °C izotermine dikleşme karakteristiği sebebi ile sistemin gaz soğutucu basıncının artırılması, sistemin enerji verimliliğinin kötüleşmesine sebep olur. Dolayısıyla optimum gaz soğutucu basıncının 50 °C sıcaklıktan sonra düşme eğilimi göstermesinin sebebi yukarıdaki gibi açıklanabilir.



Şekil 5. Eşitlik (8) deki korelasyon ile Liao vd. tarafından verilen korelasyonun karşılaştırılması (T<sub>b</sub> = -10 °C).

## TARTIŞMA VE SONUÇ

Gelecekte, kapsamlı bir soğutkan kullanımı yasaklama protokolü kabul edildiğinde, ülkemizin soğutma sektörü büyük bir değişim içine girmek zorunda kalacaktır. İnsanlarla iç içe olmuş soğutma sistemlerinin, insanların can güvenliğini tehlikeye atmadan ve yüksek enerji verimliliği ile çalıştırılabilmesi gerekmektedir. Akışkanların yasaklanma sürecinin hızla gelişme gösterdiği 21. yüzyılın başlarında, CO<sub>2</sub>'in soğutkan olarak kullanımı da çok sayıda araştırmaya konu olmuştur. Bu kriterler ışığında, yerli teknoloji ve ürünler ile CO<sub>2</sub> soğutkanlı sistemler ülkemiz sanayisi tarafından geliştirilmelidir. Bu konudaki alınabilecek patent haklarının alınması ve ülkemizin ekonomik yönden dışa bağımlılığının azaltılması gerekmektedir. Kurulacak sistemlerinde, yüksek enerji verimliliğine sahip olabilmesi amacıyla optimum şartlar belirlenmelidir.

Bu çalışmada, tek kademeli CO<sub>2</sub> akışkanlı ve kritik nokta üstü çevrime sahip bir soğutma sisteminin optimum gaz soğutucu basıncı, iki farklı sistem parametresine bağlı olarak elde edilmiştir. Bu sonuçlar ışığında, 36000 verinin teorik olarak çözümlenmesi ile elde edilen ve literatürdeki korelasyonlara göre daha geniş buharlaşma sıcaklıkları aralığında geçerli olan bu korelasyon, Liao vd. tarafından korelasyon ile oldukça iyi uyum göstermekle beraber, belirli bir gaz soğutucu çıkış sıcaklığında farklılık göstermektedir. Bu farklılığın sebepleri bir önceki bölümde açıklanmıştır. Kurulacak herhangi bir CO<sub>2</sub> akışkanlı çevrim için mutlaka optimum gaz soğutucu basıncı doğru olarak belirlenmeli

ve sistem bu basınç ile çalıştırılmalıdır. Böylelikle sistemin enerji verimliliği istenen seviyelerde elde edilebilir.

## Semboller

h	: özgül entalpi [kJ/kg]
P	: basınç [bar]
q	: birim kütle başına ısı kapasitesi [kJ/kg]
STK	: soğutma tesir katsayısı
T	: sıcaklık [°C]
w <sub>k</sub>	: özgül kompresör işi [kJ/kg]
η <sub>k</sub>	: kompresör adyabatik verimi

## İndisler

1,2,3,4,5	: Şekil 1'de verilen çevrim için CO <sub>2</sub> hal durumlarının gösterilmesi
b	: buharlaştırıcı
gs	: gaz soğutucu
gs,ç	: gaz soğutucu çıkışı
opt	: optimum
s	: izentropik hal değişimi ulaşılan durum

## KAYNAKLAR

Bellstedt, M., Elefsen, F., Jensen, S.S., Application of CO<sub>2</sub> (R744) Refrigerant in Industrial Cold Storage Refrigeration Plant, *The Official Journal of Airah*, 25 – 30, 2002.

- Bullard, C., Rajan, J., Cho, S.O., Residential Space Conditioning and Water Heating with Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle, *Appliance Magazine Engineering*, 30-38, 2005.
- Chen, Y., Gu, J., The Optimum High Pressure For CO<sub>2</sub> Transcritical Refrigeration Systems With Internal Heat Exchangers, *Int. Journal of Refrigeration*, 28, 1238-1249, 2005.
- Groll, E. A., Kim, J.H., Review of Recent Advances toward Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle Technology, *HVAC&R Research*, 13(3), 499–520, 2007.
- Kauf, F., Determination of The Optimum High Pressure For Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle, *International Journal of Therm. Sci.*, 38, 325-330, 1999.
- Klein, S. A., Engineering Equation Solver, version 7.714, *F-Chart Software*, 2006.
- Kim, H. M., Pettersen, J., Bullard, C.W., Fundamental Process and System Design Issues In CO<sub>2</sub> Vapor Compression Systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 119-174, 2004.
- Laipradit, P., Tiansuwan, J., Kiatsiriroat, T., Aye, L., Theoretical Performance Analysis of Heat Pump Water Heaters Using Carbon Dioxide As Refrigerant, *International Journal of Energy Research*, 32 (4), 356–366, 2008.
- Liao, S. M., Zhao, T. S., Jakobsen, A., A Correlation of Optimal Heat Rejection Pressures In Transcritical Carbon Dioxide Cycles, *Applied Thermal Engineering*, 20, 831-841, 2000.
- Neksa, P., CO<sub>2</sub> as refrigerant for systems in transcritical operation principles and technology status Part I, *Journal of EcoLibrium*, September, 28–33, 2004.
- Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, G. R., Schiefloe, P. A., CO<sub>2</sub>-Heat Pump Water Heater: Characteristics, System Design and Experimental Results, *International Journal of Refrigeration*, 21, 172–179, 1998.
- Özgür, A. E., Değişik Gaz Soğutucu Çıkış Sıcaklıkları ve Basınçları için Bir CO<sub>2</sub> Soğutkanlı Mobil Klimanın Performansının İncelenmesi, *J. of Fac. Eng. Arch. Gazi Univ*, 23(1), 181-185, 2008.
- Özgür, A. E., Bayrakçı, H. C., Second Law Analysis of Two-Stage Compression Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump Cycle, *Int. J. of Energy Research*, 32, 1202-1209, 2008.
- Robinson, D. M., Groll, E. A., Efficiencies of Transcritical CO<sub>2</sub> Cycles With And Without An Expansion Turbine, *Int. J. of Refrigeration*, 21(7), 577-589, 1998.
- Rozhentsev A, Wang, C. C., Some Design Parameters of A CO<sub>2</sub> Air-Conditioner, *Journal of Applied Thermal Engineering*, 21, 871–880, 2001.
- 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, *Journal of Physics Chem. Ref. Data*, 25(6), 1509-1596, 1996.