

# CO<sub>2</sub> SOĞUTKANLI TRANSKRİTİK SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNDE OPTİMUM GAZ SOĞUTUCU BASINCI VE LİTERATÜRDEKİ OPTİMUM BASINÇ DENKLEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Arif Emre ÖZGÜR

## ÖZET

CO<sub>2</sub> veya soğutucu akışkan kod numarası ile R744, çevre problemlerinin (sera etkisi ve küresel ısınma) önem kazanmasıyla, önemli bir alternatif soğutucu akışkan durumuna gelmiştir. R744'ün kritik nokta sıcaklığının düşük olması (31,1 °C) sebebiyle, çevrimin ısı atım prosesi transkritik bölgede (kritik nokta üstünde) olmaktadır. Dolayısıyla sistemden ısı atımı sürecinde R744 yoğuşmamakta ve gaz fazında soğumaktadır. Bu sebeple, konvansiyonel sistemlerde kullanılan kondenser yerine, bir gaz soğutucu kullanılmaktadır. Dolayısıyla sistemin gaz soğutucu basıncı belirlenirken, belirli bir yoğuşma sıcaklığına karşılık gelen, bir doyma basıncı değeri söz konusu değildir. Bu gaz soğutucunun basıncının belirlenmesi özen isteyen ve bazı değişkenlere göre hesaplanması gereken önemli bir parametredir. Sistemin enerji ve ekserji verimliliğinin maksimum olabilmesi amacıyla, sistem parametrelerine bağlı olarak, bu basıncın optimize edilmesi gereklidir. Bu basınca optimum gaz soğutucu basıncı denilmektedir.

Bu çalışmada, optimum gaz soğutucu basıncının önemi ve hangi sistem parametrelerine bağlı olduğu ifade edilmiştir. Literatürdeki çalışmalardan elde edilmiş farklı optimum gaz soğutucu basıncı denklemleri sunulmuştur. Bu denklemlerin verdiği sonuçlar, sistem verimliliği açısından, karşılaştırılmıştır. Sistem tasarımı yapan araştırmacılara, transkritik soğutma çevrimlerinin verimliliğinin artırılmasına yönelik, önerilerde bulunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** CO<sub>2</sub>, transkritik, soğutma, optimum, gaz soğutucu basıncı.

## ABSTRACT

Today, R-744 is assumed as an alternative refrigerant for vapor compression cooling systems and heat pumps with increasing importance of environmental problems (global warming and ozone depletion problem). Due to low critical temperature of R-744 (31.1 °C), R-744 does not condense during the heat rejection process. Therefore a gas cooler is used instead of condenser which is used in conventional cooling systems. So, there is no specific saturation pressure for determining of the gas cooler pressure. Determining of this pressure is important parameter which is calculated with many variables. This pressure must be optimized for maximizing of cooling performance and exergetic efficiency with some parameters. This pressure is called as optimum gas cooler pressure.

In this study, the importance of optimum gas cooler pressure and parameters which are affecting to this pressure is explained. Four different correlation presented for optimum gas cooler pressure are comparatively presented. Suggestions made for researchers to increase efficiencies of transcritical cooling cycles.

**Key Words:** CO<sub>2</sub>, transcritical, cooling, optimum, gas cooler pressure.

## 1. GİRİŞ

Ekonomik ve çevre etkileri dikkate alındığında, soğutma ve iklimlendirme sektöründe kullanılan, soğutucu akışkanlar (soğutkanlar), ülkemiz açısından, oldukça yüksek öneme sahiptirler. Ülkemiz sanayisi, rekabetçilik ve yeni teknolojilere uyum sağlayabilme açılarından, dinamik ve güçlü bir yapıya sahiptir. Soğutkanlar ise her geçen gün değişim göstermekte ve yenilenmektedir. Soğutkan kullanılan kompresörlü soğutma ve iklimlendirme sistemleri, bu değişimden etkilenmekte ve bu da ülkemiz sanayisi açısından sürekli bir değişime ve uyum sağlama sürecine yol açmaktadır. Ozon tabakasının incelenmesi ve küresel ısınmanın etkisini arttırması, alternatif soğutkanlar kavramının ortaya çıkmasına ve birçok uluslararası yönetmeliğin/düzenlemenin yayımlanmasına yol açmıştır. Bu süreçte, sürekli bir değişime uyum sağlamak zorunda olan ve ihracat yapan firmalar, ihracat yaptıkları ülkelerin çevre yönetmeliklerine uygun, soğutkan kullanılan sistemler geliştirmek ihtiyacındadırlar. Bu durumda, alternatif ve yerli bir soğutkana ihtiyaç vardır. Ülkemizde, amonyak dışında, önemli miktarda yerli bir soğutkan üretimi yoktur. Bu sebeple, soğutkan tedarikinde, ekonomik olarak dışa bağımlı olunan bir yapı oluşmaktadır. Hem ekonomik olarak dışa bağımlılığı ortadan kaldıracabilecek hem de çevre yönetmelikleri açısından uygun görülebilecek soğutkan, günümüzde, karbondioksit (R-744) tir. R-744 hiçbir firmanın patentli bir ürünü değildir. Yerli kaynaklardan, bol miktarda, üretilmektedir. Günümüzde yangın söndürme, gıda v.b. sanayilerde kullanımı yaygındır. R-744'ün sera etkisi yok denilecek kadar azdır (GWP = 1) ve ozona bir zararı söz konusu değildir. Yanıcı ve zehirli değildir. Buharlaşma gizli ısı birçok soğutkana oranla nispeten yüksektir. Dolayısıyla belirli bir soğutma kapasitesi için gerekli olan boru çapı değerleri daha küçük tutulabilir. Bu da daha az pompalama kaybı anlamına gelmektedir. R-744'ün olumsuz yönü, düşük kritik nokta sıcaklığı ve yüksek kritik nokta basıncıdır. Bu sebeple soğutma sistemlerinde, belirli ölçüde, yüksek işletme basınçları söz konusudur. Bu yüksek basınç, sistem bileşenlerinin tümünün, R-744'e özel olarak tasarlanmasını gerektirmektedir.

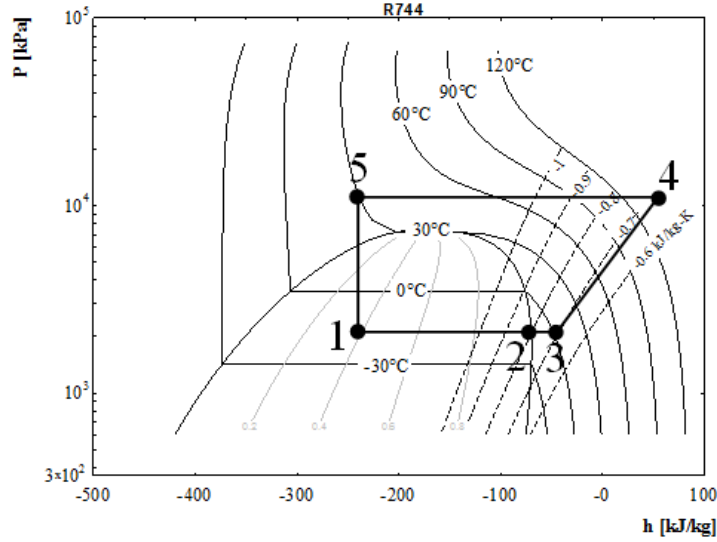
R-744'ün başlıca kullanıldığı alanlar, günümüzde, araç iklimlendirme sistemleri, kaskad soğutma sistemleri ve havadan veya başka bir kaynaktan suya ısı aktarımı gerçekleştiren, ısı pompalarıdır. Çünkü araç iklimlendirme sistemlerinde GWP (Küresel ısınma potansiyeli) 150 den büyük olan soğutkanların kullanımı, Avrupa Birliği tarafından, sınırlandırılmıştır. Bu sebeple, araç iklimlendirme sistemlerinde, R-744 önemli bir çözüm olmuştur. R-744 ve R-717 soğutkanlarının kullanıldığı kaskad soğutma çevrimleri, R-744'ün düşük sıcaklık devresi soğutkanı olarak yaygın kullanıldığı bir uygulamadır. Isı pompaları ise R-744'ün tercih edildiği başka bir yaygın uygulamadır. Çünkü R-744, kompresör çıkışında oldukça yüksek sıcaklıklara (100 °C gibi) ulaşmaktadır ve bu da ısı pompasından alınabilecek su sıcaklığının da yüksek olmasına imkân vermektedir. Ayrıca, R-744'ün, suya ısı aktarımı sürecinde, R-744'ün sıcaklığı belirli değerlere kadar düşürülebilmektedir. Bu da sistem verimliliği için önem arz etmektedir.

R-744'ün kritik nokta sıcaklığının 31 °C civarında olması sebebiyle, buhar sıkıştırımlı soğutma veya ısı pompası çevrimlerinde, yoğunlaştırıcı olarak bilinen donanım yerine bir gaz soğutucu kullanılır. Çünkü R-744, çevrimden ısı atımı sürecinde sıvılaşmamakta ve gaz fazında soğumaktadır. Eğer gaz soğutucu çıkışında, R-744'ün, sıcaklığı 31 °C'ın altına indirilebilir ise soğutkan sıvılaşmaktadır. Bu sıcaklık, hava soğutmalı gaz soğutucular kullanılarak, özellikle sıcak mevsimlerde, oldukça zor ulaştırılabilir bir değerdir. Bu sebeple su soğutmalı gaz soğutucuların kullanıldığı çevrimler tercih edilmektedir.

Bu çalışmada, transkritik çevrimlerde soğutkan olarak R-744'ün kullanıldığı durumlar için optimum işletme şartlarının önemine ve çevrim etkinliklerinin iyileştirilebilme yöntemlerine ait değerlendirmeler sunulmuştur. Özellikle optimum gaz soğutucu basıncının ve gaz soğutucuyu terk eden soğutkan sıcaklığının, çevrim etkinliği açısından, önemi sunulmuştur. Literatürde optimum gaz soğutucu basıncı için verilmiş korelasyonların karşılaştırılması ve birbirlerinden farklılıkları tartışılmıştır. Ülkemiz soğutma ve iklimlendirme sanayisine R-744'ü efektif kullanabilmeleri için öneriler sunulmuştur.

## 2. TRANSKRİTİK R-744 SOĞUTMA ÇEVİRİMİ İÇİN OPTİMUM BASINÇ

Şekil 1’de, transkritik R-744 soğutma çevrimi, şematik olarak LnP-h diyagramı üzerinde sunulmuştur. Şekil 1’de gösterilen çevrimde 1-2 buharlaştırıcıda sabit basınç ve sıcaklıkta kaynama, 2-3 buharlaştırıcıda R-744’ün aşırı kızdırılması, 3-4 sıkıştırma ve 4-5 ise R-744’ün sabit basınçta soğutulmasıdır. Kompresör tarafından R-744’ün sıkıştırılması izentropik bir olay olmaktan oldukça uzaktır. Kompresörün izentropik verimi Robinson ve Groll tarafından verilen (1) numaralı ifade ile hesaplanabilir [1].



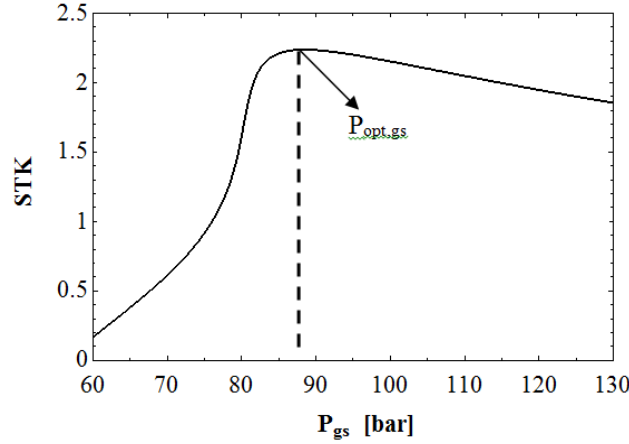
Şekil 1. Transkritik R-744 Soğutma Çevrimin LnP – h Diyagramı Üzerinde Şematik Gösterimi.

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

Bu ifade de  $P_{gs}$  gaz soğutucu basıncıdır ve optimum değerlerinin elde edilebilmesi için termodinamiğin 1. yasası çevrime uygulanmalıdır. Soğutma tesir katsayısının maksimum olduğu durumda elde edilen gaz soğutucu basıncı, optimum gaz soğutucu basıncı, olarak tanımlanır. Denklem (1) den de görüleceği üzere, gaz soğutucu basıncının optimum değerinin kullanılması, kompresörün izentropik verimini de doğrudan etkilemektedir.

Optimum gaz soğutucu basıncının önemini vurgulamak için şekil 2 de verilen grafik anlamlıdır. R-744 için buharlaştırıcı sıcaklığının  $-10$  °C, gaz soğutucu çıkış sıcaklığının  $35$  °C olması durumu için optimum gaz soğutucu basıncının önemi, literatürdeki bir çalışmada, sunulmuştur [2]. Bu şekilde verilen durum için  $\eta_k = 0.841$  olarak hesaplanmıştır.

Şekil 2’den görüldüğü üzere, sistemin etkinliği gaz soğutucu basıncına aşırı ölçüde bağlıdır. Bu bağımlılık değişik sistem şartlarında artma veya azalma eğilimi gösterse de optimum gaz soğutucu basıncı sistem etkinliği için önemini kaybetmez. Transkritik R-744 soğutma çevrimlerindeki gaz soğutucu basıncının, olması gereken optimum değerden, daha yüksek veya alçak olması, sistemin soğutma etkinliğini azaltmaktadır. Bu sebeple özen gösterilmesi gereken önemli bir tasarım parametresidir. Tasarlanan sistem tek kademeli veya çok kademeli çevrim olsa dahi, transkritik R-744 soğutma çevrimlerinde, gaz soğutucu basıncının mutlaka bir optimum değeri vardır. Sistemin hem soğutma etkinlik katsayısının ve hem de ekserji veriminin maksimum olabilmesi için optimum gaz soğutucu basıncı önem arz eder.



**Şekil 2.** Optimum gaz soğutucu basıncı sistemin STK değeri üzerine etkisi için bir örnek [2].

Kritik nokta üstü R-744 çevrimlerinin etkinliği açısından gaz soğutucu basıncı ve gaz soğutucudan çıkan R-744'ün sıcaklığı çok büyük öneme sahiptir [3]. Bu sistemlerin soğutma etkinliği ve ekserji verimi, belirli bir gaz soğutucu basıncında optimum bir değere ulaşır. Bu optimum değer aynı zamanda diğer tasarım ve çalışma parametrelerine göre de artma ve azalma eğilimi gösterir. Kauf tarafından 1999 yılında yapılan bir çalışmada optimum gaz soğutucu basıncı, sadece çevre havası sıcaklığına bağlı olarak, sunmuştur [4]. Kauf tarafından önerilen korelasyon;

$$P_{opt,gs} = 2.6 T_{çevre} \quad (\text{Bar}) \quad (2)$$

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

$$P_{opt,gs} = 0.2304 \cdot T_{çevre} + 1.929 \quad (\text{MPa}) \quad (3)$$

ifadesi ile matematiksel olarak sunmuşlardır [5]. Burada 0.2304 ve 1.929 olarak verilen sabitler, çevrimin özelliğine, göre değişmektedir. Yine bu ifade 30 °C ile 50 °C çevre sıcaklıklarında geçerlidir. Liao vd. tarafından 2000 yılında yapılan bir çalışmada ise optimum gaz soğutucu basıncı;

$$P_{opt,gs} = (2.778 - 0.0157 \cdot T_b) \cdot T_{gs,çıkış} + (0.381 \cdot T_b - 9.34) \quad (\text{Bar}) \quad (4)$$

ifadesi ile sunulmuştur [6]. Burada  $T_b$ , R-744'ün buharlaştırıcıdaki buharlaşma sıcaklığı ve  $T_{gs,çıkış}$  ise R-744'ün gaz soğutucudan çıkış sıcaklığıdır ve şekil 1 de görülen LnP-h diyagramındaki 5 noktasının sıcaklığını ifade etmektedir.

Özgür vd. tarafından, 2010 yapılan bir çalışmada ise optimum gaz soğutucu basıncı aşağıdaki ifadeyle sunulmuştur;

$$P_{opt,gs} = a + b \cdot T_b + c \cdot T_{gs,çıkış} + d \cdot (T_{gs,çıkış})^2 + e \cdot (T_{gs,çıkış})^3 \quad (\text{Bar}) \quad (5)$$

Bu ifade içinde yer alan a, b, c, d ve e sabitleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

**Tablo 1.** Denklem (8) deki Sabitler [2].

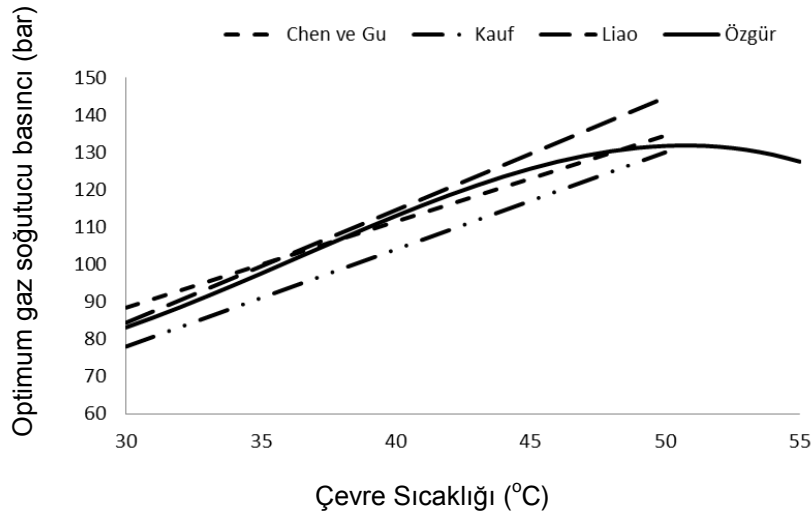
Sabit	a	b	c	d	e
Değer	283.5689	-0.10102	-20.2585	0.59476	-0.00504

(5) nolu denklem  $-25\text{ °C} < T_b < 0\text{ °C}$  buharlaşma aralığında ve  $30\text{ °C} < T_{gs,çıkış} < 55\text{ °C}$  geçerlidir. Dolayısıyla (5) numaralı denklem, literatürde yer alan çalışmalar içinde, en geniş geçerlilik aralığına sahip denklemlerden biridir.

## SONUÇ

Optimum gaz soğutucu basıncının belirlenmesi için verilen (2) ve (3) numaralı denklemleri karşılaştırmak mümkündür. Fakat bu karşılaştırma sonuçları, sadece hava soğutmalı, gaz soğutucuların kullanıldığı sistemler için geçerlidir. Bunun anlamı, optimum gaz soğutucu basıncının, sadece gaz soğutucuyu terk eden, R-744'ün sıcaklığının bir fonksiyonu olduğunu kabul etmektir. Bu oldukça mantıklı ve basit bir yaklaşımdır. Çünkü çevrimin optimum gaz soğutucu basıncı, R-744'ün buharlaşma sıcaklığına çok aşırı bağımlı değildir.

Optimum gaz soğutucu basıncı için verilen denklem (2), (3), (4) ve (5) in verdiği sonuçlar, şekil 3'te karşılaştırılmıştır. Denklem (4) ve (5) ile sonuç alabilmek için R-744'ün buharlaşma ve gaz soğutucudan çıkış sıcaklığına gereksinim vardır. Şekil 3 de sunulan karşılaştırmada, R-744'ün buharlaşma sıcaklığı  $-15\text{ °C}$  ve gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı ise çevre sıcaklığından  $3\text{ °C}$  daha yüksek ( $3\text{ °C}$  yaklaşım sıcaklığı) olarak seçilmiştir. Denklem (5)'in geçerlilik aralığı daha geniştir. Bu sebeple, şekil 3'te verilen grafikte,  $55\text{ °C}$  çevre sıcaklığına kadar optimum gaz soğutucu basıncı değerleri sunulmuştur.



Şekil 3. Denklem (2), (3), (4) ve (5) in Verdiği Sonuçların Karşılaştırılması.

Şekil 3 göstermektedir ki, hava soğutmalı gaz soğutucu kullanılan, transkritik R-744 soğutma çevrimleri için dış hava sıcaklığı önemli bir parametredir. Bu sıcaklığın artışı sistemde daha yüksek gaz soğutucu basınçlarının sağlanmasını gerektirmektedir. Bu da kompresör ve diğer sistem elemanları açısından arzu edilmez. Bu sebeple, su soğutmalı, gaz soğutucu kullanılan sistemlerde, daha düşük, çalışma basınçları söz konusudur. Çevre dostu soğutkan kullanılması arzu edilen sıcak su ısı pompaları için R-744 mükemmel bir alternatiftir.

## KAYNAKLAR

- [1] 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. FEURICH, H., "Saniteartechnik", Krammer Verlag, 1995.
- [2] ÖZGÜR A.E., BAYRAKÇI H.C., AKDAĞ A., 2009. The Optimum Gas Cooler Pressure for Transcritical CO<sub>2</sub> Cooling Systems: A New Correlation. Journal of Thermal Science and Technology.
- [3] 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.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] 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.

## ÖZGEÇMİŞ

### Arif Emre ÖZGÜR

1977 yılı Eskişehir doğumludur. 1998 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü'nden 2000 yılında Bilim Uzmanı, 2005 yılında, Makine Mühendisliği anabilim dalında, Doktor unvanını almıştır. 1998-2005 yılları arasında aynı üniversitede Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. 2005-2010 yılları arasında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü'nde Yrd. Doç. Dr. olarak görev yapmıştır. 2010 yılında Makine Teknolojileri alanında Doçent unvanını almıştır. 2010 yılından bu yana Süleyman Demirel Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümünde öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. Soğutma sistemleri ve uygulamaları, termo-ekonomik optimizasyon, ekserji konularında çalışmaktadır.