

AYNI SOĞUTMA YÜKÜ İÇİN CO₂'Lİ ISI POMPALARININ ENERJİ SARFIYATLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

H.Cenk BAYRAKÇI
A.Emre ÖZGÜR
A. Ekrem AKDAĞ

ÖZET

Küresel ısınma gerçeğiyle yüzleşen dünyamızda, son yıllarda soğutucu akışkanlara alternatif arayışında, CO₂ önemli bir yer tutmaktadır. Ozon tabakasına zarar veren HCFC' ler ile beraber, küresel ısınma potansiyeli (GWP) yüksek olan R134a gibi HFC akışkanlara alternatif olarak düşünülebilen CO₂, birçok soğutma firması tarafından dikkate alınmış ve CO₂ akışkanlı soğutma sistemleri ve ısı pompaları imalatı artmaya başlamıştır.

CO₂ zehirsiz olması, patlayıcı olmaması, yüksek ısı transfer katsayısına sahip olması sebebi ile birçok soğutma ve ısı pompası uygulaması için uygundur. CO₂'in olumsuz bir özelliği sistemden çevreye ısı atımı işleminin çok yüksek basınçlarda, kritik nokta üzerinde gerçekleşmesidir. Bu sebepten dolayı konvansiyonel sistemlerde yoğunlaşmanın olduğu eleman olan kondenser yerine, gaz soğutucu kullanılmaktadır.

Isı pompaları bilindiği üzere, kaynağına göre konutları soğutulması ve ısıtılmasında kullanılmaktadır. Bazı sistemlerde ısı pompaları yardımıyla suyun da ısıtılması mümkün olmaktadır. Böylece ısı pompalarının fonksiyonelliği artırılmaktadır. CO₂ kullanılan ısı pompaları tek kademeli veya çift kademeli olarak tasarlanabilmektedir. Bu çalışmada CO₂'li ısı pompası sistemlerinin, aynı soğutma yükü için, tek kademeli ve çift kademeli sıkıştırma hallerinde enerji analizi yapılmış, maliyetleri karşılaştırılmış ve sonuçlar grafiksel olarak verilmiştir. Tek kademeli ve çift kademeli sistemlerin kıyaslamaları, belirlenen ısıtma kapasitesine göre yapılacaktır.

Anahtar Kelimeler: CO₂, ısı pompaları, ekserji, tek ve çift kademe

ABSTRACT

Recently, CO₂ takes an important place at the search of alternative refrigerants in the world which faced global warming reality. CO₂ which alternative to HFC's like R134a and HCFC is considered by the cooling companies and production of the CO₂ heat pumps are increased.

CO₂ is non-toxic, inflammable, has high heat transfer coefficient and with these properties it is suitable for heat pumps applications. CO₂ rejects heat at high pressures (transcritical point) and this is an advantage for it. For this reason a gas cooler used in CO₂ systems instead of condenser at conventional systems.

As known, heat pumps are used for heating and cooling of residences. In some systems, water heating is possible with heat pumps. Thus, functionality of heat pumps is increased. CO₂ heat pumps are designed both single stage and double stage. In this study, for same cooling load exergy analysis of CO₂ heat pump systems were made, their costs were compared and results were shown graphically.

Key Words: CO₂, heat pumps, exergy, single and double stage

GİRİŞ

Isı pompalarının konutlarda konfor amaçlı olarak kullanılması, son yıllarda giderek artmaktadır. Özellikle ABD ve Avrupa ülkelerinde fosil kaynaklı yakıtlar olan petrol, doğalgaz ve türevlerinin giderek tükenmesi, ısıtma sorununa alternatif arayışları getirmiştir ve ısı pompaları uygulamaları gün geçtikçe artmaktadır.

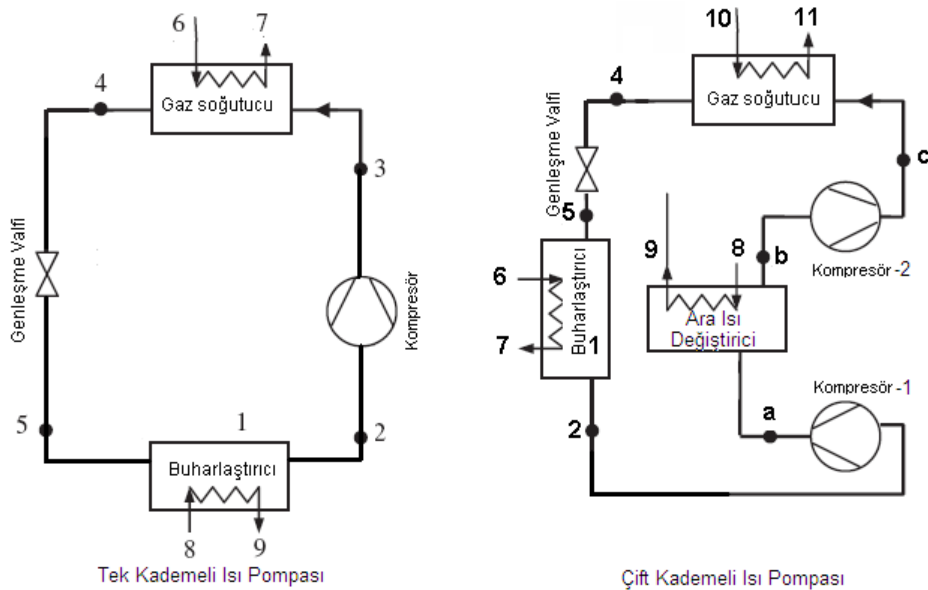
Isı pompaları bilindiği üzere soğutma çevriminin ters çevrilmesiyle mekânların soğutulması yerine, düşük ısı kaynağından ısı çekilmesi ve dışarıya atılan atık ısının iç ortama verilmesi esasına dayanır. Isı pompaları ısıyı çektiği ortamlara göre yer, su ya da hava kaynaklı olabilirler. Isı enerjinin aktarıldığı kısım ise hava (iç mekân) olabildiği gibi, ısıtma suyu da olabilir.

Isı pompalarında ve soğutma uygulamalarında çeşitli akışkanlar kullanılmaktadır. Bunlardan biri de, doğada doğal olarak bulunan CO₂'dir. CO₂ hacimsel ısı transfer kapasitesi yüksek bir akışkandır (0 °C için 22.545 kJ/m³)[1]. Bu değer CFC, HCFC, HFC ve HC akışkanların volümetrik ısı transfer kapasitelerine göre 3-10 kat daha yüksektir. Bu sebeple aynı kapasite değerleri için CO₂ akışkanlı sistem boyutları, diğer konvansiyonel sistemlerin boyutlarına göre küçük olmaktadır. CO₂'in kritik nokta sıcaklığı ve kritik nokta basıncı ($T_{kr} = 31,1 \text{ } ^\circ\text{C}$, $P_{kr}=73,8 \text{ bar}$) sistem tasarımını etkilemektedir. Sistemden ısı atılması, kritik nokta üzerinde gerçekleşmektedir ve CO₂ bu süreçte yoğuşmamaktadır. Yoğuşma, kısıma işlemi sonrasında olmaktadır. Bu sebeple konvansiyonel sistemlerdeki yoğuşturucu yerine, CO₂ akışkanlı sistemlerde gaz soğutucu kullanılmaktadır.

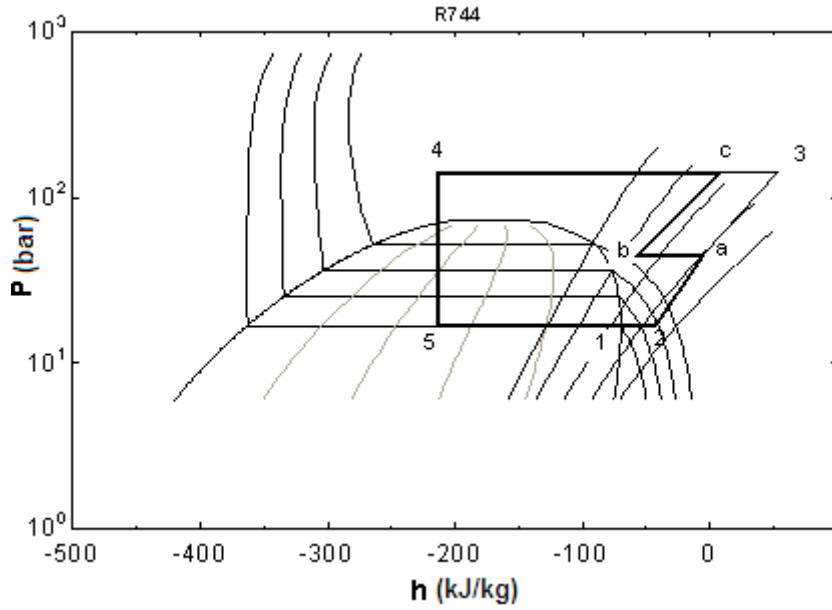
Son yıllarda enerji yönetiminin çok önemli hale gelmesiyle, ABD ve Avrupa'da binaların enerji sınıfına göre sertifikalandırılmasına başlanmıştır. Bu sertifikalandırmada, soğutma sistemleri ve ısı pompalarında kullanılan akışkanların "Ozon Yıkım Potansiyeli (ODP)" ve "Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)" düşük olması sertifika için yüksek puan getirmektedir [3]. Bundan dolayı konutlarda kullanılan soğutma sistemleri ve ısı pompalarında, CO₂ gibi akışkanların kullanılması kaçınılmazdır.

MATERYAL VE METOT

Kritik nokta üstü tek kademeli ve çift kademeli buhar sıkıştırırmalı ısıtma sistemi bir bilgisayar programı (Engineering Equation Solver-EES) ile teorik olarak modellenmiştir [2]. Şekil 1.a ve 1.b 'de tek kademeli ve çift kademeli ısı pompasının şematik şekli ve InP-h diyagramı görülmektedir.



Şekil 1.a. Tek ve Çift Kademeli Isı Pompalarının Şematik Gösterimi.



Şekil 1.b. Tek ve Çift Kademeli Isı Pompalarının InP-h Diyagramı

Sistem için yapılan hesaplamalar ve kabuller şu şekildedir;

Tek kademeli ısıtmada, konvansiyonel sistemlerden farklı olarak, CO₂ akışkanını kullanan sistemlerde yoğuşma olmadığı için, yoğuşturucu yerine gaz soğutucu kullanılmaktadır. Bu işlem kritik nokta üzerinde olduğu için, yüksek basınç değerlerine ulaşılmaktadır. Sistemin yüksek basıncı P_{gs}=100 [bar] olarak alınmıştır. Kompresörün adyabatik verimi η_c=0,70 olarak, gaz soğutucunun verimi η_{gs}=0.9 olarak alınmıştır. Evaporatörün çektiği ısı Q_{ev}=1 kW olarak alınmıştır. Gaz soğutucuya su giriş sıcaklığı 15 °C alınmıştır ve gaz soğutucu çıkışında 29 °C'lik su sıcaklığı elde edilmiştir.

Adyabatik verim ifadesi;

$$\eta_k = \frac{(h_{3s} - h_2)}{(h_3 - h_2)}$$

(1)

ifadesi ile verilir. Bu ifadeden, kompresör çıkışındaki gerçek soğutkan entalpisi (h₃) değeri elde edilir. Burada h_{3s} izentropik sıkıştırma işlemi sonucunda, kompresör çıkışında elde edilecek CO₂'nin entalpisidir.

Kompresör tarafından tüketilen enerji miktarı;

$$W_c = \dot{m}_r (h_3 - h_2) \quad (2)$$

$$W_k = h_3 - h_2 \quad (3)$$

İfadeleri ile hesaplanır.

Akışkan debisi;

$$Q_{ev} = \dot{m}_r (h_2 - h_5) \quad (4)$$

formülünden çekilerek bulunur.

Gaz soğutucu ısı yükü ;

$$Q_{gs} = \dot{m}_r (h_3 - h_4) \quad (5)$$

olmaktadır.

Isıtma etkinlik katsayısı (COP_h) ise;

$$COP_h = \frac{Q_{gs}}{W_c} \quad (6)$$

ifadeleriyle hesaplanmıştır.

Çift kademeli ısıtmada da yine sistemin yüksek basıncı $P_{gs} = 100$ [bar] olarak alınmıştır. Kompresörün adyabatik verimi $\eta_c = 0,70$ olarak, gaz soğutucunun verimi $\eta_{gs} = 0,9$ olarak, ara ısı değiştiriciye su giriş sıcaklığı 19 °C olarak girmiş ve çıkışında 22 °C su sıcaklığı elde edilmiştir. Gaz soğutucuya su giriş sıcaklığı ise 22 °C dir ve gaz soğutucu çıkışında 34 °C su sıcaklığı elde edilmiştir. Evaporatörün çektiği ısı yine aynı değerde, $Q_{ev} = 1$ [kW] olarak alınmıştır.

Adyabatik verim ifadeleri;

$$\eta_k = \frac{(h_{cs} - h_b)}{(h_c - h_b)} \quad (7)$$

$$\eta_k = \frac{(h_{as} - h_2)}{(h_a - h_2)} \quad (8)$$

Isıtma etkinlik katsayısı (COP_h) ise;

$$w_{k1} = h_a - h_2 \quad (9)$$

$$w_{k2} = h_c - h_b \quad (10)$$

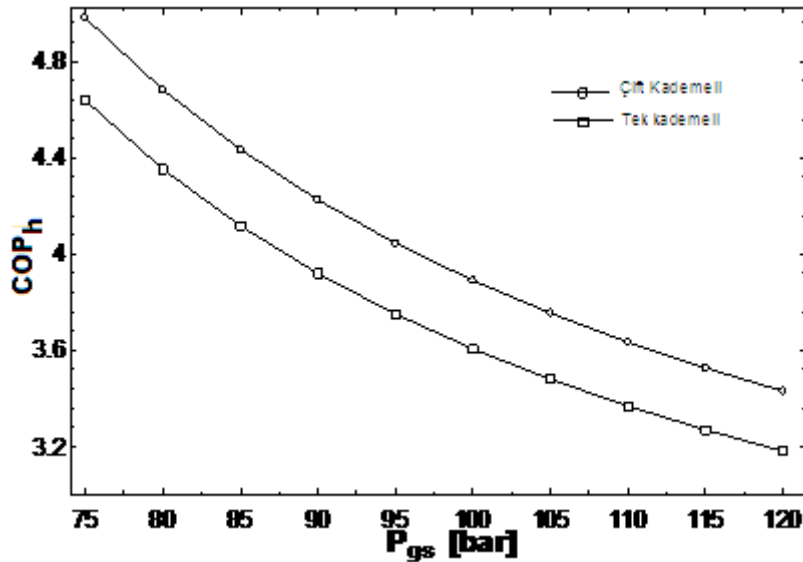
$$w_{toplam} = w_{k1} + w_{k2} \quad (11)$$

$$COP_h = \frac{(h_c - h_4) + (h_a - h_b)}{(w_{toplam})} \quad (12)$$

ifadeleriyle hesaplanmıştır [4].

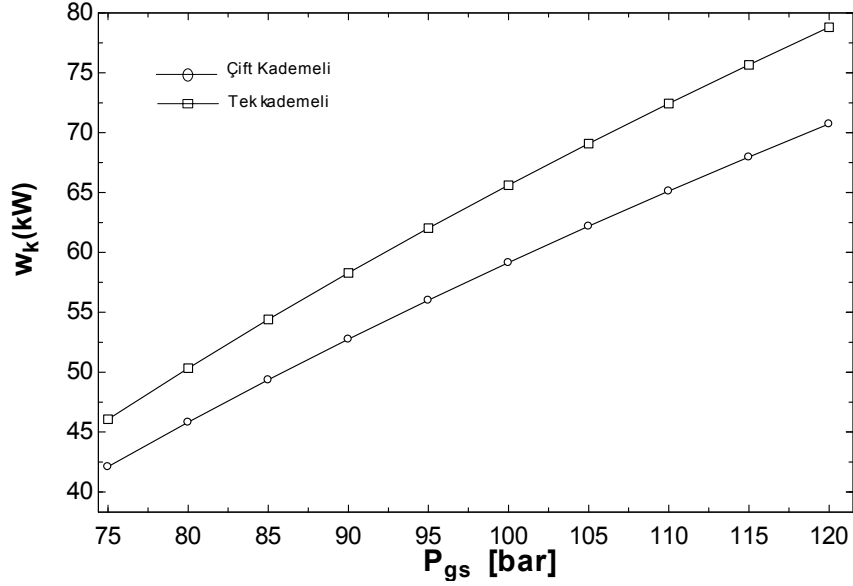
BULGULAR

Yapılan hesaplamalar sonucunda tek ve çift kademeli ısı pompaları için elde edilen COP değerlerinin gaz soğutucu basıncıyla değişimi Şekil 2'de, bu sistemlerde kullanılan kompresörlerin gaz soğutucu basıncına göre güç değişimleri ise Şekil 3'de görülmektedir.

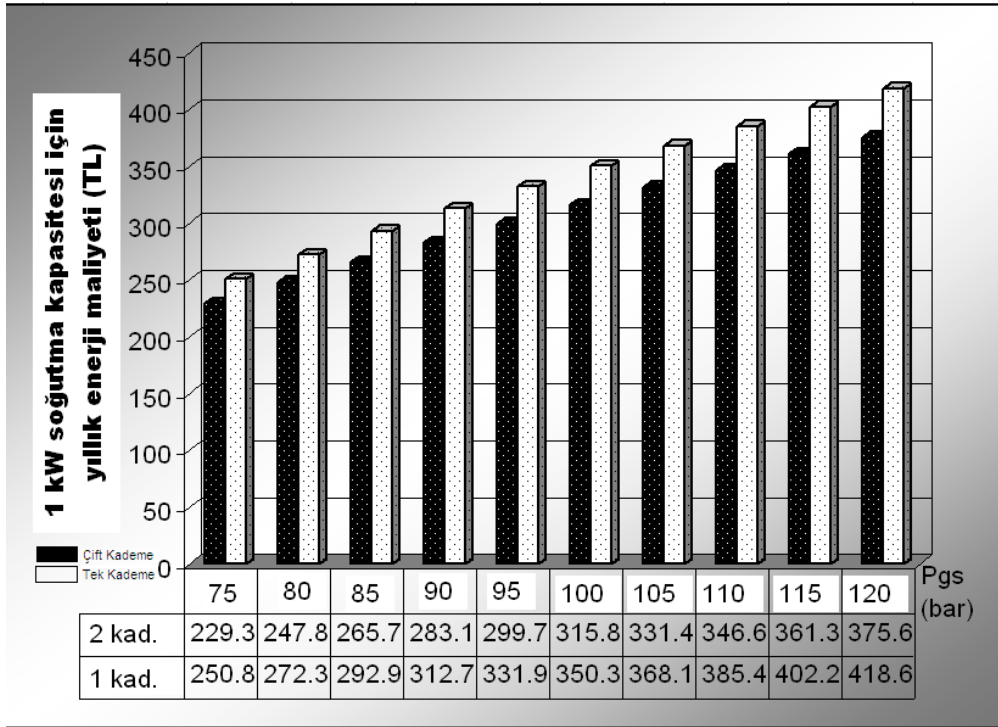


Şekil 2. Tek ve Çift Kademeli COP Değerlerinin Gaz Soğutucu Basıncıyla Değişimi.

Şekil 2 incelendiğinde çift kademeli sistemin COP değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Dolayısıyla sistem tek kademeli olarak çalıştırılmak yerine çift kademeli olarak çalıştırılırsa, daha yüksek performans elde edildiği görülmektedir. Ayrıca Şekil 3 incelenirse bu performansa karşılık olarak, çift kademeli sistemin daha düşük enerji çektiği görülmektedir.



Şekil 3. Tek ve Çift Kademeli Kompresörlerde Harcadığı Gücün Gaz Soğutucu Basıncıyla Değişimi.



Şekil 4. Tek ve Çift Kademeli Kompresörlerin Değişik Gaz Soğutucu Basınlarında Yıllık Elektrik Sarfiyatlarının Değişimi

Şekil 4 incelendiğinde, tek ve çift kademeli ısı pompalarının kompresörlerinin yıllık enerji sarfiyatlarının karşılaştırılmasında, tek kademeli sistemin enerji maliyetinin, çift kademeli sisteme göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Dolayısıyla bu sistemlerde çift kademeli sıkıştırma yapmak, enerji maliyeti

açısından daha iyi olacaktır. Birim kWh maliyeti EPDK'nın son verilerine göre alınmıştır. (Ortalama 25 Kr/kWh)[5].

SONUÇ

Günümüzde sıklıkla kullanılan ısı pompalarında ve buna bağlı olarak soğutma sistemlerinde CO₂'in akışkan olarak kullanılması yaygınlaşmaya başlamıştır. Tek ve çift kademeli CO₂'li ısı pompaları incelendiğinde, ısı pompası sisteminde kabul edilen şartlar altında çift kademeli kompresör kullanımının, performans ve enerji maliyeti açısından daha iyi olduğu görülmüştür. Çift kademeli sistem daha üstün performansa sahip olup, ayrıca enerji tüketimi daha düşüktür. Bu da enerji maliyetinin düşmesi ve dolayısıyla ekonomiklik demektir. Ayrıca CO₂, küresel ısınma potansiyelinin azlığı ve ozon yıkım potansiyelinin olmaması nedeniyle olarak bu sistemler için iyi bir alternatif akışkandır.

KAYNAKLAR

- [1] Kim, M.H., Pettersen, J. ve Bullard, C., "Fundamental Process and System Design Issues In CO₂ Vapor Compression Cycle", Prog. In Energy and Comb. Sci., Vol: 30, 119-174, 2004.
- [2] Klein SA. Engineering Equation Solver, Version 7.714. F-Chart Software, 2006.
- [3] www.usgbc.org/leed
- [4] Özgür, A.E., Bayrakçı,H.C., "Second law analysis of two-stage compression transcritical CO₂ heat pump cycle", Int.Journal of Energy Research., DOI: 10.1002/er.1415 Vol: 32, 1202-1209, 2008.
- [5] <http://www.epdk.gov.tr/tarife/elektrik/perakende/perakendetarife.html>

ÖZGEÇMİŞ

Hilmi Cenk BAYRAKÇI

1974 yılı Balıkesir doğumludur. 1995 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik- Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü'nden 1999 yılında Yüksek Mühendis ve 2006 yılında Doktor unvanını almıştır. 1995-1997 yılları arasında özel şirketlerde bakım ve montaj mühendisi, 1997-2007 yıllarında SDÜ Senirkent MYO İklimlendirme Soğutma Programında okutman olarak görev yapmıştır. 2007 yılından beri SDÜ Senirkent MYO İklimlendirme Soğutma Programında (Termodinamik A.B.D.) Yrd. Doç. Dr. Olarak görev yapmaktadır. Soğutma kuleleri, soğutma sistemleri ve uygulamaları, ekserji konularında çalışmaktadır.

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 Doktor unvanını almıştır. 1998-2005 yılları arasında aynı üniversitede Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. 2005 yılından beri Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü'nde Yrd. Doç. Dr. Olarak görev yapmaktadır. Soğutma kuleleri, soğutma sistemleri ve uygulamaları, termo-ekonomik optimizasyon, ekserji konularında çalışmaktadır.

Ali Ekrem AKDAĞ

1983 yılı Isparta doğumludur. 2006 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Yüksek lisans yapmaktadır. Soğutma sistemleri ve uygulamaları, termo-ekonomik optimizasyon, ekserji konularında çalışmaktadır.