



CO₂ SOĞUTUCU AKIŞKANLI ISI POMPALARINDA SOĞUTUCU AKIŞKAN ÇIKIŞ SICAKLIĞININ EKSERJİ VERİMİNE ETKİSİ

Arif Emre ÖZGÜR* ve Hilmi Cenk BAYRAKÇI**

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

** Süleyman Demirel Üniversitesi Senirkent Meslek Yüksek Okulu İklimlendirme Soğutma Bölümü
32600, Senirkent, Isparta, cenk@sdu.edu.tr

(Geliş Tarihi: 05. 05. 2009, Kabul Tarihi: 02. 09. 2009)

Özet: Küresel ısınma sorunu nedeniyle, ısı pompası sistemlerinde doğal akışkanların kullanımı geniş ölçüde yaygınlaşmaktadır. CO₂'i soğutkan olarak kullanan ısı pompası sistemleri, özellikle araç klimaları ve sıcak su ısı pompaları uygulamalarında tercih edilmektedir. Bu çalışmada kritik nokta üstü çevrim ile çalışan, tek kademeli, CO₂ soğutkanlı bir ısı pompası teorik olarak modellenmiştir. Isı pompasının ekserji verimi elde edilmiştir ve gaz soğutucudan çıkan CO₂'in sıcaklığının sistemin ekserji verimine olan etkisi sunulmuştur. Buharlaşma sıcaklığı aralığı olarak -10 °C ile +10 °C seçilmiştir. Hesaplamalar bir bilgisayar programı yardımı ile (EES-Engineering Equation Solver) yapılmış, elde edilen sonuçlar grafiksel olarak verilmiştir.

Anahtar kelimeler: CO₂, Kritik nokta, Isı pompası, Ekserji, Verim.

THE EFFECT OF REFRIGERANT OUTLET TEMPERATURE FOR EXERGY EFFICIENCY OF HEAT PUMPS USING CO₂

Abstract: Because of the global warming, usage of natural refrigerants is being common in large scale. CO₂ cooling systems especially preferred at vehicle air conditioners and hot water heat pump applications. In this study, a single stage heat pump using CO₂ refrigerant and having transcritical cycle is theoretically modeled. The effect of gas cooler outlet temperature for exergetic efficiency of heat pump is presented. Range of evaporating temperature is selected between -10 and +10 °C values. Calculations are made by software (EES-Engineering Equation Solver), and results are presented graphically.

Keywords: CO₂, Transcritical, Heat pump, Exergy, Efficiency.

GİRİŞ

İklimsel değişiklikler hiç şüphe yok ki bilim dünyasının gündemini çok meşgul eden bir konudur. İklimsel sorunlar, enerjinin verimli kullanılması zorunlu kılmakla beraber, sistemlerden çevreye yayılan ve küresel ısınmaya yol açan sera gazlarının da salınımını kısıtlamıştır. Geçtiğimiz 20 yıl içinde ozon tabakasını delme potansiyeli (ODP) yüksek gazların kullanımı kademeli olarak azaltılmıştır. Gelecek yıllarda ise ozon tabakasına zarar vermemesine rağmen, küresel ısınma potansiyelleri (GWP) yüksek olan, birçok gazın da kullanımının kısıtlanması beklenmektedir. Hatta bu kısıtlamaya ilk örnek olarak, 2007 yılında Danimarka'da 10 kg. in üzerinde soğutucu akışkan kullanılan sistemlerde HFC (Hidroflorokarbon) kullanımının yasaklanması verilebilir (Christensen ve Bertelsen, 2004). Bu durumda, ısı pompası gibi, çok büyük miktarlarda soğutucu akışkan içeren sistemlere alternatif bir akışkan bulunması gerekmektedir. Bu akışkan küresel ısınma potansiyeli 1'e eşit olan (HFC-134a için yaklaşık GWP = 1300 dür), ozon tabakasına

zarar vermeyen, hacimsel soğutma kapasitesi çok yüksek, zehirleyici ve yanıcı olmayan CO₂ (R744) en iyi alternatiflerdendir.

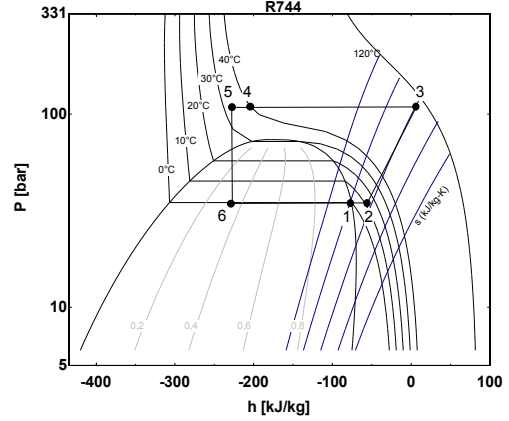
CO₂ dışında, hidrokarbonlar (izobütan, propan vb. akışkanlar/karışımlar), amonyak, su ve hava gibi doğal akışkanlar, alternatif soğutkanlar olarak kabul edilmektedir. Hidrokarbonların patlayıcı ve yanıcı özellikte olması nedeniyle büyük kapasiteli sistemlerde kullanılmaları sakıncalıdır. Kaçakları zehirlenme riski oluşturan, amonyağın kullanımı kısıtlı olabilmektedir. Libr-H₂O akışkan çiftli absorpsiyon sistemlerinde, su soğutkan olarak kullanılmaktadır. Bu sistemlerdeki oldukça düşük buharlaştırıcı basıncı ve 0 °C' nin altına düşürülemeyen buharlaştırıcı sıcaklığı önemli problemlerdir. CO₂ ise 20 yy.'ın başlangıcında ısı pompası sistemlerinde en çok kullanılan soğutkanlar arasındaydı (Kauf, 1999). Fakat 1960'lı yıllardan sonra sadece çok düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmıştır ve kullanımı azalmıştır. Çünkü kimyasal yöntemler ile üretilen CFC ve HCFC akışkanları, CO₂' in yerini almıştır.

Avrupa birliği ülkelerinde, 2011 yılından itibaren araç iklimlendirme sistemlerinde, CO₂ gibi, GWP değeri 150'den az olan soğutucu akışkanların kullanımını gerekli kılan yasal düzenlemeler yapılmıştır. Bu sayede en çok sera gazı salınımı yapan ısı pompası sistemlerindeki HFC-134a akışkanı yerine CO₂ kullanılarak, çevresel sorunların azaltılması hedeflenmektedir. Gerek araç iklimlendirme sistemleri ve gerek diğer CO₂ akışkanlı ısı pompası sistemlerinde karşılaşılan en önemli problem yüksek sistem içi basınçlardır. Bu sistemlerdeki basınç 3 MPa ile 12 MPa arasında değişmektedir. Bu yüksek basınçlara dayanacak artırılmış malzeme kalınlığı ve ısı transferinin hızlı olmasını sağlayacak azaltılmış malzeme kalınlığı kriterleri arasında optimize edilmiş bir malzeme kalınlığına ihtiyaç duyulmaktadır. Çünkü CO₂ soğutucu akışkanlı tek kademeli ısı pompalarında maksimum sıcaklık 120 °C'in üzerine çıkabilmektedir. Bu sıcaklıktaki CO₂, "gaz soğutucu" adı verilen bir ısı değiştirici ile soğutulmaktadır. CO₂'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığına göre sistemin verimi değişim göstermektedir. Literatürde yapılan çalışmalarda, CO₂'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı ile sistemin enerji veriminin değişimi incelenmiştir (Özgür, 2008; Özgür ve Bayrakçı, 2008; Özgür, 2008). Bu çalışmada, CO₂'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığının, sistemin ekserji verimine etkisi incelenmiştir.

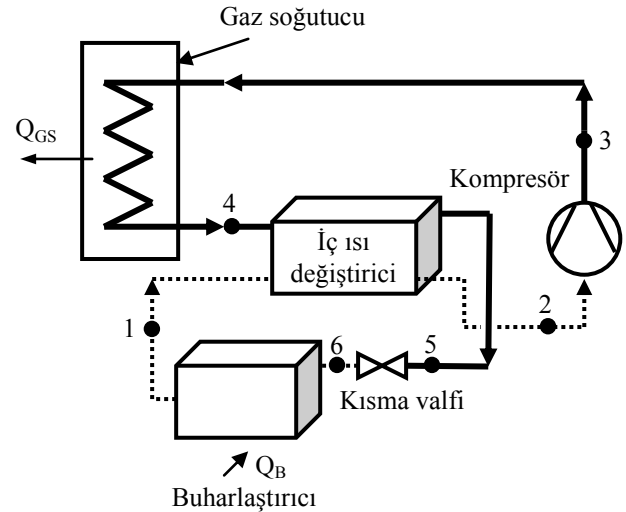
KRİTİK NOKTA ÜSTÜ ISI POMPASI ÇEVİRİMİ

Karbondioksitin kritik nokta sıcaklığı 31,18 °C ve kritik nokta basıncı ise 7,38 MPa'dır (Zhang vd, 2006). Isı pompası sistemlerinin yoğusturucu sıcaklığı, karbondioksitin kritik nokta sıcaklığından genellikle daha yüksektir. Dolayısıyla konvansiyonel akışkanlar yerine karbondioksit kullanılması, ısı pompasının ısı atımı sürecinin kritik nokta üstünde gerçekleşmesini gerekli kılmaktadır. Kritik nokta üstüne çıkmanın temel yolu ise sistemdeki basıncın yükseltilmesi olmaktadır. Ayrıca kritik nokta üstünde karbondioksit sıvılaşmamaktadır. Dolayısıyla konvansiyonel sistemlerde yoğusturucu olarak adlandırılan sistem parçası yerine gaz soğutucu adı verilen başka bir ısı değiştirici kullanılmaktadır. Bu gaz soğutucu sistemin en önemli parçalarından biridir. Çünkü içerisinde yüksek basınçlı CO₂ vardır ve bu yüksek basınç her sistem için optimize edilmesi gereken bir değerdir. Sistemin enerji ve ekserji verimi, belirli bir gaz soğutucu basıncında maksimuma ulaşır. Bu basınca optimum gaz soğutucu basıncı adı verilir. Ayrıca sistem içerisindeki yüksek basınç, artırılmış malzeme dayanımı gerektirir. Isı transferi ise bu malzeme kalınlığına ve malzemenin ısı iletim kabiliyetine doğrudan bağlıdır. Karbondioksit gaz soğutucu içerisinde akarken gaz fazında soğutulur. Gaz soğutucunun çıkışında elde edilen karbondioksit sıcaklığı da doğrudan sistem verimini etkileyen bir parametredir. Bu çalışmada incelenen tek kademeli, kritik nokta üstü çevrimli, CO₂ akışkanlı ısı pompası çevriminin lnP-h çevriminde şematik gösterimi Şekil 1'de verilmiştir. Şekil 2'de ise incelenen ısı pompası sisteminin şematik çizimi verilmiştir.

Şekil 1 ve 2 de ki sistem yapıları incelendiğinde, 3-4 noktaları arasında yer alan, gaz soğutucu içinde, kritik nokta üstü hal durumuna sahip, CO₂'in sıcaklığının yaklaşık 115 °C'den 35 °C'ye doğru azaldığı görülmektedir. Bu süreçte faz değişimi görülmemektedir. Fakat gaz soğutucu çıkışında (4 nok -



Şekil 1. Tek kademeli, kritik nokta üstü çevrimli, CO₂ akışkanlı ısı pompası çevriminin lnP-h çevriminde şematik gösterimi.



Şekil 2. İncelenen ısı pompası sisteminin şematik çizimi.

tası), CO₂'in sıcaklığı, kritik nokta sıcaklığının (31,1 °C) altına düşmesi durumunda sıvı hale gelebilir. Bu konuda kesin olmamakla birlikte, CO₂'in kritik nokta üstü basınçlarda sıvılaşmasının şartı, yukarıdaki cümlede anlatıldığı gibi özetlenebilir. Çengel'in yaptığı "Kritik basıncın üzerindeki basınçlarda belirgin bir faz değişimi görülmez. Genellikle kritik sıcaklığın üzerindeki sıcaklıklarda maddeye kızgın buhar, kritik sıcaklığın altındaki sıcaklıklarda maddeye sıkıştırılmış sıvı denir" ifadesi konu hakkında yeterli açıklamayı yapmaktadır (Çengel ve Boles, 1996). Fakat bu tür çevrimlerde CO₂'in sıcaklığı, kritik nokta sıcaklığının altına sıklıkla düşürülemez. Dolayısıyla CO₂'in faz değişimi kısma valfi sonrasında oluşmaktadır. Yine şekil 1 ve 2 de görülen sistem elemanları konvansiyonel bir buhar sıkıştırma çevrim elemanları ile aynı işlevleri yerine getirmektedirler. Fakat CO₂ soğutucu ısı pompası

sistemlerinde kullanılan iç ısı değiştiricinin, kompresör tarafından emilen soğutucu sıcaklığını maksimum 10 °C artışı ile sınırlandırılması gerekmektedir. Aksi takdirde, kompresör çıkış sıcaklığındaki artışlar kompresör yapı için zararlı olabilir.

TERMODİNAMİK ANALİZ

Kritik nokta üstü çevrimli CO₂ ısı pompalarının verimliliğinin maksimum olabilmesi için en önemli sistem parametresi gaz soğutucu basıncıdır. Bu basınç belirli bir değer aldığı anda, ısı pompasının verimi maksimuma ulaşır. Eğer bu basınç azaltılır veya artırılırsa sistem verimliliği her iki halde de kötüleşir. Bu sistem verimini maksimum yapan basınç, sistemin diğer çalışma şartlarına bağlıdır ve optimum gaz soğutucu basıncı olarak adlandırılır. Liao vd. tarafından, 2000 yılında yapılan bir çalışmada optimum gaz soğutucu basıncı;

$$P_{opt,gs} = (2,778 - 0,0157.T_b).T_4 + (0,381.T_b - 9,34) \quad (1)$$

ifadesi ile sunulmuştur (Liao vd, 2000). Burada T_b, CO₂'in buharlaştırıcıdaki buharlaşma sıcaklığı ve T₄ ise CO₂'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığıdır. Bu korelasyon -10 °C < T_b < 20 °C ve 30 °C < T₄ < 60 °C aralığında geçerlidir. Bu çalışmadaki analizler sırasında, her bir sistem parametresinin değişimiyle birlikte, (1) nolu ifade ile elde edilen optimum gaz soğutucu basıncı değerleri kullanılmıştır. Böylece sistemden alınabilecek en yüksek verim değerleri üzerinden değerlendirilmeler yapılmıştır.

Ekserji analizleri, herhangi bir sistem içindeki tersinmezliklerin belirlenmesi ve sistemin tersinmezliğinin azaltılması amacıyla yapılacak çalışmalara kılavuzluk yapan bir bilimsel yöntemdir. Bir akışkan için özgül akış ekserjisi, kinetik enerji ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilmesi ile;

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (2)$$

şeklinde yazılabilir. Bu ifade "h" entalpi, "s" entropi ve "T" ise sıcaklığı ifade etmektedir. "0" indisi ise ölü hal veya çevre hali şartını anlatmaktadır. Şekil 1'de görülen tüm noktalar için akış ekserjisi terimleri yazılır ve sistem bileşenlerinin ekserji girdileri ve çıktılarını dikkate alınarak analizleri yapılırsa aşağıdaki ifadeler elde edilir;

Buharlaştırıcı;

$$\dot{m}_s e_6 + Q_b \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) = \dot{m}_s e_1 + I_b \quad (3)$$

İç ısı değiştirici;

$$e_1 + e_4 = e_2 + e_5 + I_{id} \quad (4)$$

Kompresör;

$$\dot{m}_s e_2 + W_k = \dot{m}_s e_3 + I_k \quad (5)$$

Gaz soğutucu;

$$\dot{m}_s e_3 = \dot{m}_s e_4 + Q_{gs} \left(1 - \frac{T_0}{T_g} \right) + I_{gs} \quad (6)$$

Burada;

$$T_g = \frac{h_3 - h_4}{s_3 - s_4} \quad (7)$$

şeklinde ve efektif rezervuar sıcaklığı adı ile tanımlanır. Gaz soğutucu içindeki CO₂ sıcaklığı, ısı transferi sürecince değişken olduğundan, bu tanımlamaya ihtiyaç duyulmaktadır. Fartaj vd. tarafından 2004 yılında yapılan bir çalışmada bu konu ile ilgili daha geniş bilgi sunulmuştur (Fartaj vd, 2004).

Bu çalışmada, ısı değiştiricisi etkinlikleri 1 olarak alınmıştır. Ayrıca borulardaki ısı ve basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Belirli bir soğutma yükü için CO₂ soğutkanlı sistemlerdeki soğutucu debisi, konvansiyonel soğutkanlı sistemlerdeki debi değerinden daha düşüktür. Dolayısıyla aynı boru çaplarında daha düşük akış hızı, daha düşük basınç kaybı ve daha düşük ısı kaybı oluşacaktır. Bu sebeple basınç kayıplarının ihmal edilmesi mümkündür. Soğutma kapasitesi 1 kW olarak seçilmiştir.

Kısma valfi;

$$e_5 = e_6 + I_{kv} \quad (8)$$

Sistemin boru kayıpları ihmal edilmiştir. Çünkü CO₂'in buharlaşma gizli ısı, konvansiyonel soğutkanlara göre çok daha yüksektir. Bu durumda, aynı soğutma veya ısıtma yükünü karşılamak amacıyla yapılan sistemlere şarj edilecek CO₂ miktarı daha az olmaktadır. Dolayısıyla boru içindeki CO₂'in hızı da düşük olmaktadır. Nispeten düşük olan akışkan hızları ise sürtünme kayıplarının azalmasını sağlamaktadır.

Sistemin toplam ekserji yok oluşu yukarıdaki denklemler yardımıyla;

$$I_{Top} = I_b + I_{id} + I_k + I_{gs} + I_{kv} \quad (9)$$

ifadesi ile hesaplanır.

Sistemin ekserji verimi;

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{m}_s (e_1 - e_6)}{W_k} \quad (10)$$

$$W_k = h_3 - h_2 \quad (11)$$

ifadeleri ile hesaplanır. Burada h₃ kompresör çıkışındaki gerçek soğutucu entalpidir ve

$$h_3 = (h_{3s} - h_2) / \eta_k + h_2 \quad (12)$$

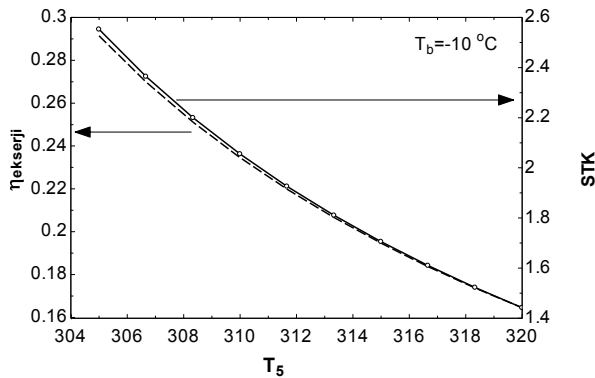
şeklinde hesaplanır. Burada h_{3s} izentropik sıkıştırma sonucunda elde edilebilecek kompresör çıkışındaki soğutkan entalpisidir. Kompresörün adyabatik verimi ise;

$$\eta_k = 0.815 + \left(0.022 \left(\frac{P_{gs}}{P_b} \right) \right) - \left(0.041 \left(\left(\frac{P_{gs}}{P_b} \right)^2 \right) \right) + \left(0.0001 \left(\left(\frac{P_{gs}}{P_b} \right)^3 \right) \right) \quad (13)$$

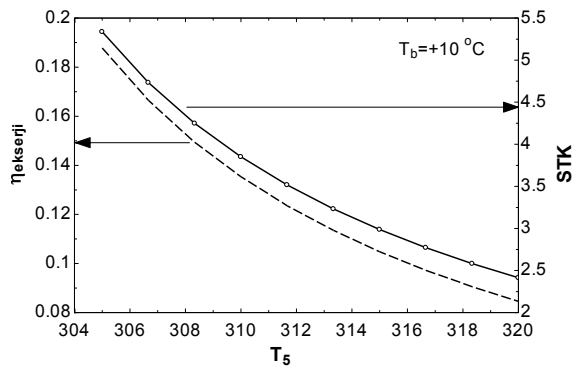
ifadesi ile hesaplanabilir (Robinson ve Groll, 1998). Analiz sonuçları ve CO₂'in özellikleri bir bilgisayar programı (Engineering Equation Solver (Klein, 2008; Span ve Wagner, 1996)) ile elde edilmiştir.

BULGULAR

Şekil 3 ve 4'de görülen grafikler, sırasıyla buharlaşma sıcaklığının -10 °C ve +10 °C olduğu durumlar için ekserji veriminin ve STK'nın gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimini göstermektedir. Bu grafiklerde ITK değeri yerine STK değerinin verilmiş olması ile ısı pompası sistemlerinin yaz çalışması sırasında oluşacak etkinlik değerlerine dikkat çekilmiştir. Bilindiği üzere "ITK = STK +1" bağıntısı ile sistemin ısıtma tesir katsayısı elde edilebilir. Grafiklerde STK ve ITK değerlerinin bir arada sunulmaması ile grafiklerin daha kolay okunabilmesi ve karmaşıklığın azaltılması amaçlanmıştır.

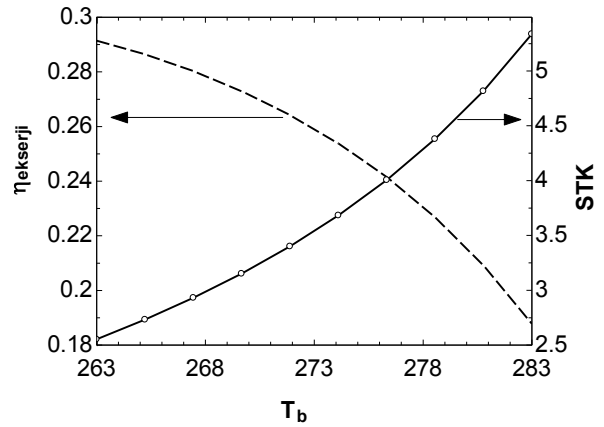


Şekil 3. Ekserji veriminin ve STK'nın gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimi (T_b = -10 °C).



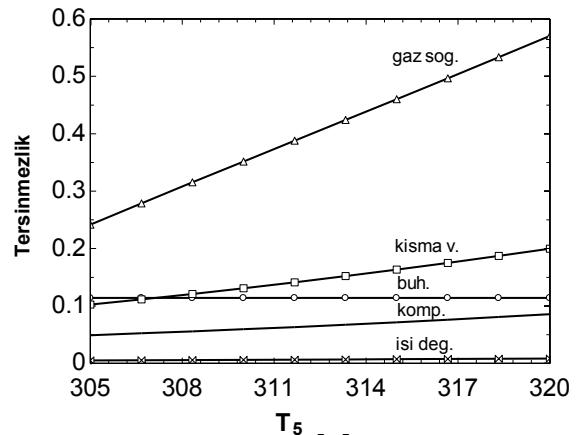
Şekil 4. Ekserji veriminin ve STK'nın gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimi (T_b = +10 °C).

Şekil 3' den görüldüğü gibi, CO₂'in gaz soğutucudan çıkış sıcaklığının 305 K' den 320 K' e artması ile sistemin ekserji verimi yaklaşık olarak % 43,6 azalmıştır. Keza STK değeri içinde aynı ifade kullanılabilir. Şekil 4' de ise buharlaşma sıcaklığının +10 °C olduğu durumda, ekserji veriminin artan gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile % 54,9 oranında azaldığı görülmektedir. Şekil 5' de ise ekserji veriminin ve STK'nın buharlaşma sıcaklığı ile değişimleri verilmiştir. Bu grafikte dikkat çeken husus, ekserji veriminin artan buharlaşma sıcaklığı ile azalmasıdır. Bu durumun sebebi, kritik nokta üstü çevrim kullanılmasıdır. Buna karşılık STK değeri ise artan buharlaşma sıcaklığı ile artmaktadır.



Şekil 5. Ekserji veriminin ve STK'nın buharlaşma sıcaklığı ile değişimi (T_b = -10 °C).

Şekil 6' da her bir sistem bileşeninin tersinmezliğinin gaz soğutucudan çıkan CO₂'in sıcaklığı ile değişimi gösterilmiştir. Gaz soğutucu oluşan tersinmezlik, diğer sistem bileşenlerinde oluşan tersinmezliklerden çok daha fazladır. Şekil 6'da ki durum için hesaplanan CO₂'in gaz soğutucuya giriş sıcaklığı maksimum 409 K ve maksimum gaz soğutucu basıncı ise 12,4 MPa' dır. Bu değerler oldukça yüksektir. Dolayısıyla gaz soğutucudaki yüksek nitelikli (enerji açısından) CO₂ akımından faydalanılmalıdır.



Şekil 6. Sistem bileşenlerinin tersinmezliklerinin gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ile değişimi.

SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Karbondioksit soğutucu ile çalıştırılacak ısı pompası sistemlerinde, ekserji veriminin yüksek tutulabilmesi için etkinliği yüksek gaz soğutucuların yapılmasının önemi, çalışma bulgularından anlaşılmaktadır. Gaz soğutucu içinde, gaz fazında soğutulan ve faz değiştirmeyen karbondioksitin, özellikle su soğutmalı gaz soğutucular ile soğutulması tercih edilmelidir. Böylelikle sistemin ekserji verimi, hava soğutmalı gaz soğutucuya sahip sistemlere göre daha yüksek seviyelerde elde edilebilir. CO₂ kullanılan ısı pompaları ya da soğutma çevrimlerinin gaz soğutucularında, kritik üstü sıcaklıklarda ısı atımı gerçekleştirdiğinden, gaz soğutucudaki yüksek nitelikli (enerji açısından) CO₂ akımından faydalanılmalıdır. CO₂ soğutmalı sistemler için gaz soğutucu sıcaklığı önemli bir unsurdur. Gaz soğutucudan çıkan CO₂'in sıcaklığı, STK değerini ve ekserji miktarını doğrudan etkilemektedir.

Gaz soğutucu sistemdeki en büyük ekserji kaybına sebep olan elemandır. Gaz soğutucuda, CO₂'in ısısının hava yerine su gibi ısı transfer özelliği yüksek akışkanlara aktarılması, CO₂'in gaz soğutucudan daha düşük sıcaklıkta çıkmasına neden olacaktır. Bu da doğrudan sistemin ekserji veriminin artışı anlamına gelmektedir. Özellikle binalarda sıcak su ihtiyacını karşılamak, CO₂ soğutmalı ısı pompasının gaz soğutucusundan kısmen elde edilebilir. Çünkü CO₂ gaz soğutucuya oldukça yüksek sıcaklıklarda girmektedir ve bu da gaz soğutucudan elde edilebilecek su sıcaklığı için bir limittir. Böylelikle enerji ve ekserji verimli, doğaya saygılı soğutma kullanan ısı pompaları elde edilecektir. Eğer gaz soğutucunun ısı transferini hava ile yapması gerekirse, bu durumda mutlaka özel tasarlanmış bir buharlaştırıcı soğutucu (evaporatif kondenser) kullanılmalıdır. Gaz soğutucudaki CO₂ akışı ile ısıyı yüklenen akış arasında ısı transferi iyileştirilmelidir ve ekserji verimi yükseltilmelidir. Gaz soğutucuda ısı transferinin artırılması, CO₂ akışının uğradığı basınç kaybını artırabilir. Fakat CO₂'in hacimsel soğutma kapasitesinin, belirli bir soğutma yükü için gerekli soğutma debisinin göreceli olarak diğer soğutmalara göre az olmasına sebep olur. Bu durumda aynı boru çaplarında daha düşük akışkan hızı ve daha düşük yük kaybına neden olur.

Günümüzde sıklıkla kullanılan ısı pompalarında ve buna bağlı olarak soğutma sistemlerinde CO₂'in soğutucu akışkan olarak kullanılması yaygınlaşmaya başlamıştır. Gelecekte kullanımının daha da yaygın hale gelmesi beklenen karbondioksit soğutmalı sistemlerin verimliliğinin artırılması ve özellikle yerli sanayide bu konuda üretimin sağlanması önem arz etmektedir. Özellikle Kyoto protokolünü imzalayan ülkemizin çevreye saygılı, yüksek enerji ve ekserji verimli sistemleri yerli olarak üretebilmesi, ülkemizin gelecekteki ekonomik ve teknolojik gelişimine katkı yapacaktır. Özellikle teknolojik olarak gelişim sürecini sürdüren buharlaştırıcı, gaz soğutucu ve benzeri sistem elemanlarının alışılagelmiş bir ürün çeşitliliği ile günümüzde ticari olarak pazarlanamamaktadır. Bu sebeple geliştirilen ilk örnek sistem elemanları, ticari

sırlar sebebi ile ya pazarlanmamakta ya da aşırı maliyetler ile sunulmaktadır. Bu çalışmada ele alınan ve alınmayan tasarım sıcaklıkları, sistem elemanlarının maliyetlerinin oluşmasında öneme sahip olsa da karbondioksitin ısı transfer kabiliyetinin iyi olması bu maliyetlerin tasarım sıcaklığı ile değişim miktarını azaltmaktadır. Önemli olan basınca dayanıklı ve et kalınlığı ince sistem bileşenlerinin geliştirilmesini sağlamak ve bu konuda fikri koruma haklarını elde etmektir. Günümüzde, ısı pompası sektöründe gelişim sağlayabilmek açısından bu konu büyük önem arz etmektedir.

SEMBOLLER

CFC	Kloroflorokarbon
e	Özgül akış ekserjisi [kJ/kg]
GWP	Küresel Isınma Potansiyeli (Global Warming Potential) [-]
h	Özgül Entalpi [kJ/kg]
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
I	Tersinmezlik [kW]
m	Kütleli debi [kg/s]
ODP	Ozon Delme Potansiyeli [-]
P	Basınç [Pa]
s	Özgül Entropi [kJ/kg.K]
STK	Soğutma tesir katsayısı [-]
ITK	Isıtma tesir katsayısı [-]
T	Sıcaklık [K]
W	Kompresöre verilen iş [kJ]
η	Verim [-]

Alt İndisler

b	Buharlaştırıcı
ex	Ekserji
gs	Gaz soğutucu
id	Isı değiştirici
k	Kompresör
kv	Kısma Valfi
opt	Optimum
Top	Toplam
0	Ölü hal
1,...6	CO ₂ ısı pompası çevrimindeki elemanların giriş çıkış noktaları

KAYNAKLAR

Christensen, K.G., Bertelsen, P., Refrigeration systems in supermarkets with propane and CO₂ – energy consumption and economy, *Journal of EcoLibrium*, February: 26–32, 2004.

Çengel Y.A., Boles M.A., *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, 2. Baskı, Çeviri: Derbentli T., Literatür Yayıncılık, 1996.

Fartaj A., David S., Ting K., Yang WW., Second law analysis of the transcritical CO₂ refrigeration cycle, *Energy Conversion and Management*, 45: 2269–2281, 2004.

Kauf, F., Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles, *Int. Journal of Thermal Science*, No: 38, 325-330, 1999.

Klein, S.A., *Engineering Equation Solver*, Version 8.158, F-Chart Software, 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.

Özgür, A.E., Bayrakçı, H.C., "Performance Analysis of CO₂ Coolant Usage In Transcritical Vapor Compressed Refrigerating Systems". *3rd International Energy, Exergy and Environment Symposium. Proceedings of IEEEES3*, Paper No:112, (CD-ISBN 978-989-95091-1-5), Evora, Portugal, 7 pages. 2007.

Özgür A.E., Değişik gaz soğutucu çıkış sıcaklıkları ve basınçları için bir CO₂ soğutkanlı mobil klimanın performansının incelenmesi. *Gazi Üni. Müh. Mim. Fak. Dergisi*, Cilt:23, No: 1, s. 181-185, 2008.

Özgür A.E., The performance analysis of a two-stage transcritical CO₂ cooling cycle with various gas cooler pressures. *International Journal of Energy Research*, Cilt: 32, s. 1309-1315, 2008.

Robinson, D.,M., Groll, E.A., Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine, *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 21, No.7, pp. 577-589. 1998.

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*, Cilt: 25, No: 6, 1509-1596, 1996.

Zhang X.R., Yamaguchi H., Fujima K., Enomoto M., Sawada N., 2006. Study of solar energy powered transcritical cycle using supercritical carbondioxide. *International Journal of Energy Research*, Cilt: 30, s. 1117-1129.



Arif Emre ÖZGÜR, 1977 yılında Eskişehir’de doğdu. 1998 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Tesisat Öğretmenliği Bölümü’nden mezun oldu, 2001 yılında, yine aynı üniversitenin Makine Eğitimi ana bilim dalında yüksek lisans derecesi aldı. 1998–2005 yılları arasında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü’nde araştırma görevlisi olarak çalıştı. 2005 yılında doktorasını Süleyman Demirel Üniversitesi Makine Mühendisliği ana bilim dalından tamamladı. Yine 2005 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü’ne Yardımcı Doçent Doktor olarak atandı. Halen aynı görevine devam etmektedir. Alternatif soğutucu akışkanlar ve alternatif soğutma sistemleri boyutlandırılmaları, ekserji analizi ve temiz ve tükenmez enerji kaynakları konularında çalışmaktadır.



Hilmi Cenk BAYRAKÇI, 1974 yılında Balıkesir’de doğdu. 1995 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden mezun oldu. 1999 yılında, yine aynı üniversitenin Makine Mühendisliği ana bilim dalında yüksek lisans derecesi aldı. 1995–1997 yılları arasında özel şirketlerde montaj ve bakım mühendisi olarak, 1997–2007 yılları arasında Süleyman Demirel Üniversitesi Senirkent Meslek Yüksekokulu Teknik Programlarında okutman olarak çalıştı. 2006 yılında doktorasını Süleyman Demirel Üniversitesi Makine Mühendisliği ana bilim dalından tamamladı. 2007 yılında Süleyman Demirel Üniversitesi Senirkent Meslek Yüksekokulu Teknik Programlarına Yardımcı Doçent Doktor olarak atandı. Halen aynı görevine devam etmektedir. Alternatif soğutucu akışkanlar, ekserji analizi ve temiz ve tükenmez enerji kaynakları konularında çalışmaktadır.