

DÖRT KADEMELİ PİSTONLU TİP BİR CO₂ KOMPRESÖR SİSTEMİNDE ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Hüsamettin BULUT
M. Ali AKGÜL

ÖZET

Kompresörler, soğutma makinalarından yeraltına gaz depolama uygulamalarına kadar çok yaygın kullanım alanları olan ciddi boyutta enerji tüketen makinalardır. Dolayısıyla bu tür sistemlerde, kompresör seçimi, enerji analizi, ilk yatırım maliyeti ile işletme ve bakım masrafı gibi hususların iyi analiz edilmesi gerekir. Bu çalışmada, TPAO Batman Bölge Batı Raman AP2 istasyonu CO₂ Recycle istasyonunda bulunan 4 kademeli pistonlu bir kompresör sisteminde enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Çalışmada örnek uygulama incelenmiş ve termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına göre sistemin teorik analizi yapılmıştır. Ayrıca, sahada sistem üzerinde alınan günlük çalışma verilerine göre kompresör, ara soğutucu, glikol kulesi ve sistemin tamamında enerji, tersinmezlik ve ekserji hesaplamaları yapılmıştır. Ölçüm değerleri ve hesaplama sonuçları karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar tablo ve grafikler yardımıyla değerlendirilmiştir. Bu analizler sonucu, sistemin verimlilik açısından iyi durumda olduğu ancak tersinmezlikleri daha da azaltmanın ve verimliliği artırmanın imkan dahilinde olduğu görülmüştür. Bu tür analizlerin katkısıyla işletmelerde işgücü kaybı ve üretim kaybı, arıza sıklığı, yüksek işletme ve bakım maliyetleri, çevre kirliliği ve iş kazası gibi olumsuzlukların önüne geçileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Kademeli Kompresör, CO₂, Enerji analizi, Ekserji, Tersinmezlik, 2. Yasa verimi.

ABSTRACT

Compressors are machines that consume a considerable amount of energy. They have various applications and are used widely from refrigeration systems to underground gas storage. Therefore, in this system, the parameters such as the selection of compressor, energy analysis, the first investment cost, operation and maintenance costs should be analyzed well. In this study, the energy and exergy analysis of 4- staged reciprocating CO₂ compressor system has been carried out. TPAO Batman District Batı Raman field AP2 CO₂ recycle compressor system has been considered as case study. The system is analyzed in view of first and second law of Thermodynamics. Energy, irreversibility and exergy calculation of components of system (compressor, gas cooler, dehydrator) are done theoretically based on measurements taken in situ. The results have been evaluated and compared with measured data. The results of this analysis showed that with regard to productivity and efficiency, results are satisfactory. However, it is possible to reduce irreversibility and improve efficiency much more.

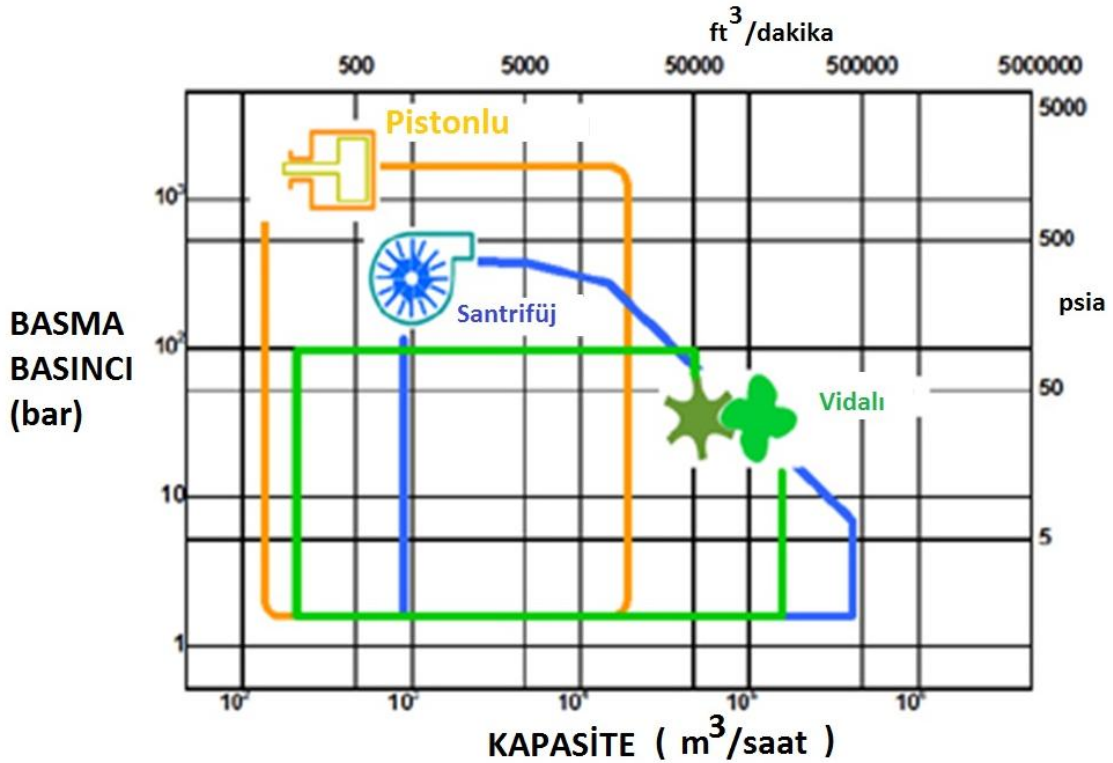
Key Words: Multi-stage compressor, CO₂, Energy analysis, Exergy, Reversibility, Second law efficiency.

1. GİRİŞ

Kompresörler, soğutma makinalarından yeraltına gaz depolama uygulamalarına kadar çok yaygın kullanım alanları olan ciddi boyutta enerji tüketen makinalardır. Dolayısıyla bu tür sistemlerde, kompresör seçimi, enerji analizi, ilk yatırım maliyeti ile işletme ve bakım masrafı gibi hususların iyi analiz edilmesi gerekir.

Kompresörün çektiği enerjiyi azaltmanın bir yöntemi ara soğutmalı kademeli sıkıştırmadır [1]. Çok kademeli kompresör sistemleri göz önüne alındığında, her kademenin çıkışında gaz, ara soğutucu denilen elemanlardan geçerek yaklaşık sıkıştırma öncesi sıcaklığa getirilir. Sıkıştırma sonu sıcaklığını ve dolayısıyla güç harcamasını düşürmek, yağlama ve malzeme problemlerinin önüne geçmek için her bir kademenin sonunda gaz ara soğutuculardan geçirilir. Gazın içerisindeki su, işletme, taşıma, depolama ve kullanımda problemlere neden olabilir. Ayrıca, gazın içerisindeki su, boru hatlarında korozyonunun yanında gaz enjeksiyon uygulamalarında formasyonda buzlanma veya hidrat oluşturabilir. Formasyonda buzlanma ve hidrat oluşumu akışı bloke ederek gaz enjeksiyonunu veya iletimini engelleyebilir. Bu tür olumsuzlukların önüne geçmek için gazın içerisindeki suyun alınması önemlidir. Bu amaçla kompresör ve ara soğutucuların yanında glikol sistemi de tesis edilir ve gaz glikol sisteminden geçirilerek kullanım yerlerine gönderilir [2].

Kompresör seçiminde; kullanılacak azami ve ortalama gaz debisi, gerekli basınç seviyesi, ortam sıcaklığı, rakım, rutubet ve gazın kirlilik oranı, bakım ve işletme masrafları, çalışma ve yerleşim alanı ve enerji temini gibi parametreler dikkate alınır: Şekil 1.'de kapasite ve basınç aralıklarına göre kompresörler sınıflandırılmıştır (<http://kobelcocompressors.com>). Burada görüldüğü gibi kompresör seçim parametrelerinden kapasite ve basınç göz önüne alındığında; yüksek kapasiteler için santrifüj (turbo), yüksek basınçlar için ise pistonlu kompresörlerin daha uygun olduğu görülmektedir.



Şekil 1. Kapasite ve Basınç Değerlerine Göre Kompresör Tipleri

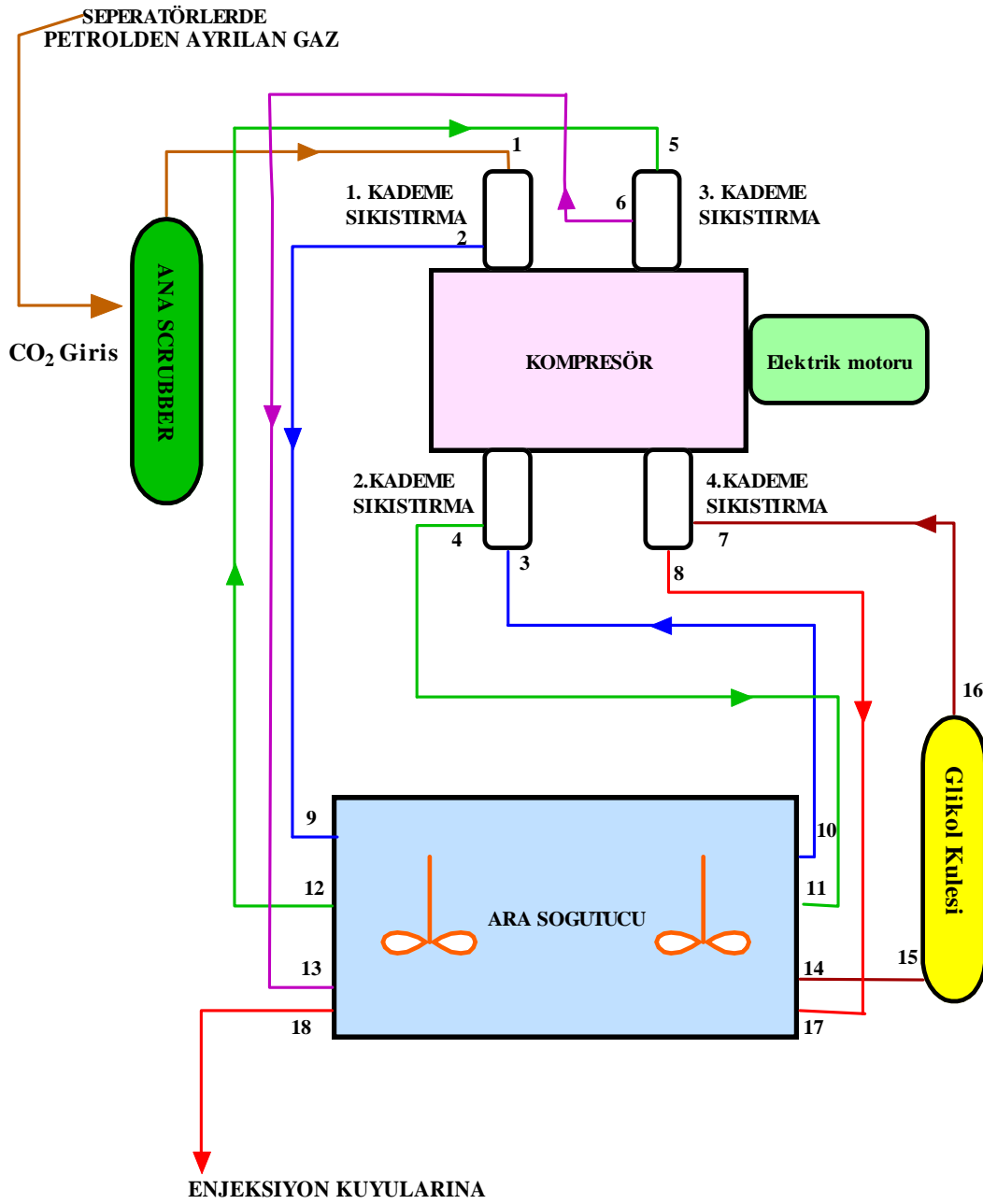
Günümüzde enerji ve enerji verimliliği oldukça önem kazanmıştır. Bu yüzden işletmelerin ihtiyacına en uygun kompresör sistemlerini belirlemek ve bu sistemlerin istenilen parametrelerde ve performansta çalışıp çalışmadığını tespit etmek önemli bir husustur. Bu amaçla sistem ve yardımcı ekipmanlarda, basınç, sıcaklık, güç, debi gibi çalışma parametrelerine göre enerji ve ekserji analizi yapmak gerekir.

Literatürde, daha çok soğutma sisteminde kullanılan kompresörleri ve basınçlı hava kullanımına yönelik uygulamalar için kullanılan kompresörleri ele alan çeşitli çalışmalar mevcuttur [3-12]. Ancak, endüstriyel uygulamalarda kullanılan çok kademeli CO₂ kompresörleri ile ilgili mevcut bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu çalışmanın amacı, 4 kademeli bir kompresör sisteminde enerji ve ekserji analizi yapmaktır.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

Siirt ili Dodan sahasından üretilen CO₂ gazı TPAO Batman Bölge Batı Raman sahasına 90 km'lik bir boru hattı ile getirilip enjeksiyon kuyuları vasıtasıyla rezervuara enjekte edilmektedir. Rezervuar basıncını ve petrolün akıcılığını arttırıp daha fazla üretim yapabilmek için CO₂ enjeksiyon işlemi, petrolde ikincil bir üretim metodu olarak bilhassa ağır petrol sahalarında uygulanmaktadır. Karbondioksit rezervuara enjekte edildiğinde; petrolü genişletir, viskozitesini azaltır, belirli şartlarda petrol ile karışabilir. Bir varil petrol üretimi için rezervuara kaba bir hespla 6-10 MSCF (Thousand Standard Cubic Feet - bin feet küp) CO₂ enjeksiyonu gereklidir [2].

Enjeksiyon kuyularına basılan CO₂ gazı, üretim kuyularına etkiyerek petrole birlikte geri üretilmektedir. Petrole birlikte geri üretilen bu gaz, üretim istasyonlarında seperatörler vasıtasıyla ayrıştırılır. Bu ayrıştırılan gazı tekrar sahaya enjekte etmek için rezervuar basıncını yenecek basınç değerlerine çıkarmak gerekmektedir. Üretim istasyonlarındaki seperatörlerde ayrıştırılan CO₂ gazının atmosfere atılmayıp enjeksiyon kuyuları vasıtası ile tekrar sahaya enjekte edilmesi amacıyla Batı Raman üretimi arttırma projesinin 2. Kısım olarak 2008 yılında AP2 istasyonunda gaz recycle kompresörleri istasyonu kurulmuştur. Şekil 2'de AP2 istasyonu CO₂ recycle sistemi akış diyagramı şematik olarak verilmiştir. Seperatörlerde ayrıştırılan CO₂ gazı, fiber boru hatları vasıtası AP2 geri kazanım tesisine getirilir. CO₂ önce kompresör emiş hattı üzerinde sıvı ve tortu tutucu ana scrubber (sıyırıcı) üzerinden geçirilir. Sıyırıcının görevi sıvıları tutarak kompresöre sıvı (petrol, su vb.) kaçışını önlemektir. Çünkü kompresöre sıvı kaçması çok ciddi hasarlara neden olabilir. Daha sonra gazı tekrar sahaya enjekte edebilmek için gaz basıncını, 20-40 psig seperatör çıkış basınç değerlerinden 1150-1300 psig basınç değerlerine yükseltmek için ara soğutuculu 4 kademeli pistonlu gaz kompresörü kullanılmaktadır. Kompresörde her bir kademede gaz, sıkıştırıldıktan sonra gaz sıcaklığını tekrar sıkıştırma öncesi sıcaklığa getirmek için soğutma ünitesine gider. Ara soğutucuda gaz, fanlar vasıtasıyla soğutulur. Gaz serpantinlerin içinde hareket ederken, serpantin dışındaki hava tarafından soğutulur. Soğutma grubunun yanlarında ve üst tarafında gazın sıcaklığına göre açılıp kapanan klapeler mevcuttur. Havanın debisi sıcaklığa göre bu hava klapeleri ile otomatik olarak kontrol edilmektedir. Sistemde ayrıca gazın içindeki nemin alınarak, boru hatlarında ve kompresörlerde korozyona neden olmasına engel olmak için Glikol sistemi kurulmuştur. Glikol sistemi 3. kademe ile 4. kademe arasında tesis edilmiştir. Glikol kulesinde yeterli bir kurutma sağlamak için 500-650 psig basınç değerlerinin sağlanması gerekmektedir. Bu basınç değeri de ancak 3. kademe çıkışında sağlanmaktadır. Glikol sisteminde kurutucu akışkan olarak Trietilen Glikol (TEG) kullanılmaktadır.



Şekil 2. AP2 İstasyonu CO₂ Recycle Sistemi Akış Diyagramı

2.1. Enerji Analizi

Kompresörlerde sıkıştırma işlemi politropik ($Pv^n = \text{sabit}$, $n=1.268$) bir hal değişimi olarak ele alınmıştır. Toplam kompresör işi 4 kademenin toplamı olarak yazılabilir.

$$w_k = \frac{nRT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} \right] + \frac{nRT_3}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{(n-1)/n} \right] + \frac{nRT_5}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_6}{p_5} \right)^{(n-1)/n} \right] + \frac{nRT_7}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_8}{p_7} \right)^{(n-1)/n} \right] \quad (1)$$

Adyabatik verim, izentropik hal değişimi ile sıkıştırmak için gerekli kompresör işinin, gerçek işe oranı olarak tanımlanır [1]:

$$\eta_a = \frac{w_s}{w} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

Bu bağıntıda h_2 ve h_{2s} sırasıyla gerçek ve izentropik hal değişimleri sonundaki çıkış entalpileridir. İyi tasarlanmış kompresörlerde adyabatik verim yüzde 75 ile 85 arasındadır [1].

2.2. Ekserji analizi

Ekserji analizinde sistemdeki her bir elemanın tersinmezlik değerleri belirlenmiştir. Kompresördeki tersinmezlik miktarı;

$$\dot{I}_K = \dot{m}_{CO_2} T_0 [(s_2 - s_1) + (s_4 - s_3) + (s_6 - s_5) + (s_8 - s_7)] \quad (3)$$

$$s_2 - s_1 = C_{p,ort} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (4)$$

Ara soğutucu tersinmezliği;

$$\dot{I}_{AS} = T_0 \left[\dot{m}_h (s_{20} - s_{19}) + \dot{m}_{CO_2} [(s_{10} - s_9) + (s_{12} - s_{11}) + (s_{14} - s_{13}) + (s_{18} - s_{17})] \right] \quad (5)$$

$$s_{10} - s_9 = C_{p,ort} \ln \frac{T_{10}}{T_9} - R \ln \frac{P_{10}}{P_9} \quad (6)$$

Glikol kulesi tersinmezlik değeri;

$$\dot{I}_{GK} = T_0 \left[\dot{m}_{gl} (s_{22} - s_{21}) + \dot{m}_{CO_2} (s_{16} - s_{15}) \right] \quad (7)$$

$$s_{22} - s_{21} = C_{ort,gl} \ln \frac{T_{22}}{T_{21}} \quad (8)$$

$$s_{16} - s_{15} = C_{p,ort} \ln \frac{T_{16}}{T_{15}} - R \ln \frac{P_{16}}{P_{15}} \quad (9)$$

olarak ifade edilir.

Ekserji verimi elde edilen ekserjinin harcanan ekserjiye oranıdır [1, 13]:

Kompresör için;

$$\varepsilon_K = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) + (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7)} \quad (10)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = (s_2 - s_1) + (s_4 - s_3) + (s_6 - s_5) + (s_8 - s_7) \quad (11)$$

Ara soğutucu için:

$$\varepsilon_{AS} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}}{\dot{m}_{CO_2} [(\psi_9 - \psi_{10}) + (\psi_{11} - \psi_{12}) + (\psi_{13} - \psi_{14}) + (\psi_{17} - \psi_{18})]} \quad (12)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_h (s_{20} - s_{19}) + \dot{m}_{CO_2} [(s_{10} - s_9) + (s_{12} - s_{11}) + (s_{14} - s_{13}) + (s_{18} - s_{17})] \quad (13)$$

Glikol kulesi için:

$$\varepsilon_{GK} = \frac{\dot{m}_{CO_2} (\psi_{16} - \psi_{15})}{\dot{m}_{gl} (\psi_{21} - \psi_{22})} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}}{\dot{m}_{gl} (\psi_{21} - \psi_{22})} \quad (14)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}_{gl} (s_{22} - s_{21}) + \dot{m}_{CO_2} (s_{16} - s_{15}) \quad (15)$$

olarak ifade edilir.

Sistem için:

$$\varepsilon_{SYS} = \frac{\dot{m}_{CO_2} [(\psi_2 - \psi_1) + (\psi_4 - \psi_3) + (\psi_6 - \psi_5) + (\psi_8 - \psi_7)]}{\dot{W}_{K,EL} + \dot{W}_{AS\ FAN,EL}} \quad (16)$$

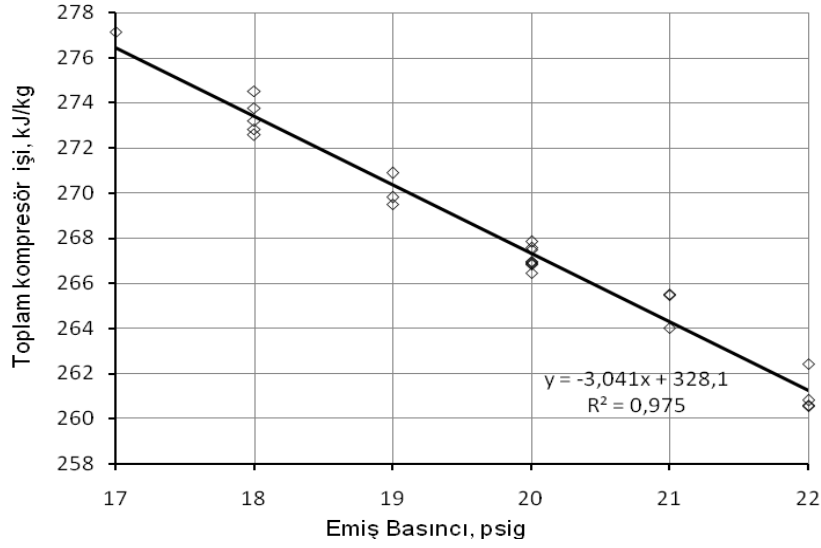
şeklinde yazılabilir.

3. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

3.1. CO₂ Kompresör Sistemi Birinci Yasa Analizi Sonuçları

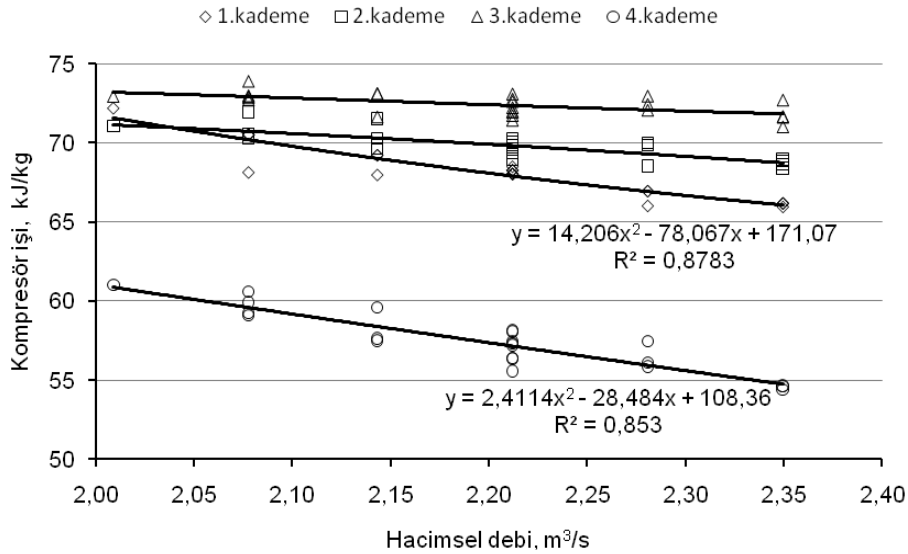
Dört kademeli CO₂ kompresör sisteminde birinci yasa analizi, hem teorik olarak hem de sisteminin günlük çalışma verileri kullanılarak yapılmıştır. Kompresör, ara soğutucu ve glikol sistemi çalışma verileri (basınç, debi, sıcaklık, elektrik ve fan motorlarının çektiği güç) kullanılarak; iş, güç, debi, verim hesaplamaları yapılmış ve elde edilen sonuçlar analiz edilmiştir. Analizde 04 Şubat 2010- 20 Aralık 2010 arasındaki ölçüm verileri kullanılmıştır. Sistemin analizinde rastgele günler seçmek yerine, ay (31 gün) kartillere (çeyreklere) ayrılarak her kartilde orta gündeki veriler kullanılmıştır. Analizler her ayın 4., 12., 20. ve 28. günleri için yapılmıştır.

Kompresör emiş basıncı ile gerekli kompresör işinin değişimi Şekil 3'de verilmiştir. Grafikten de görüleceği gibi emiş basıncı arttıkça birim kütle başına kompresör işi azalmaktadır.

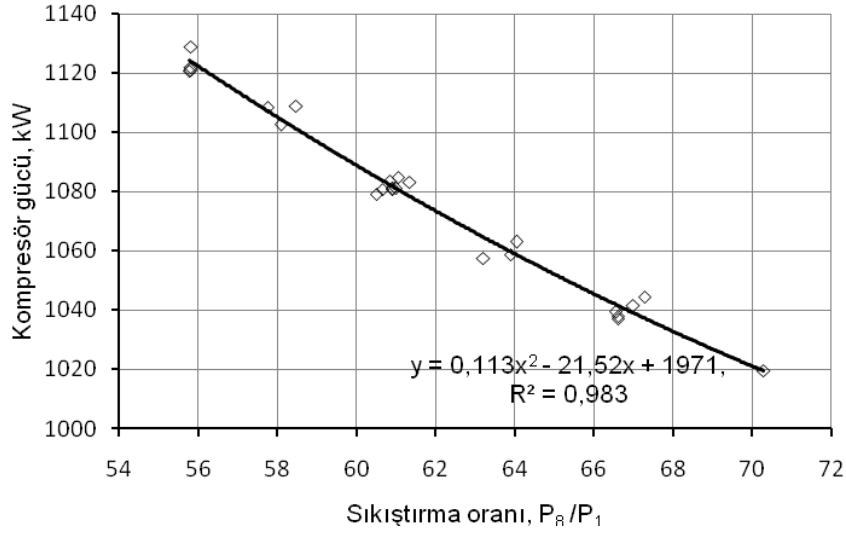


Şekil 3. Kompresör Emiş Basıncı İle Kompresör İşinin Değişimi

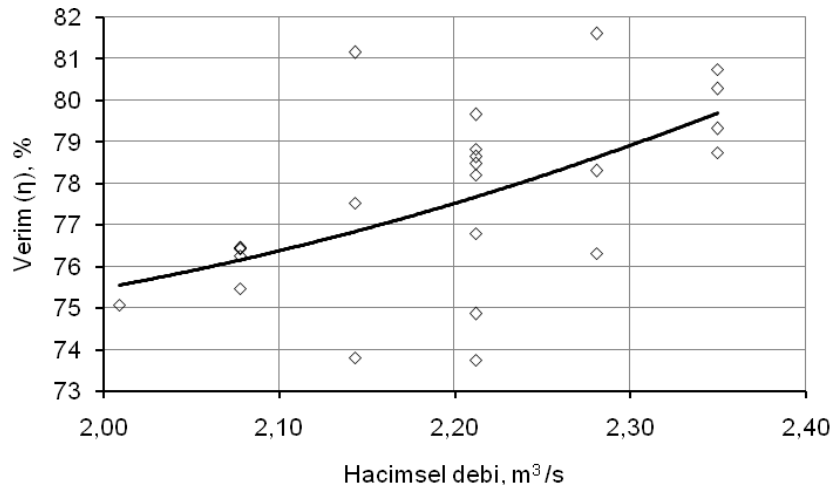
Çalışma verileri kullanılarak, yapılan değerlendirmede kompresör hacimsel debisi ile her bir kademedeki kompresör işinin değişimi incelendiğinde en fazla işin 3. kademede, en az işin de 4.kademede gerekli olduğu görülmektedir (Şekil 4). Şekil 5'te sıkıştırma oranı ile kompresör gücünün değişimi verilmiştir. Sıkıştırma oranı arttıkça kompresör gücü azalmaktadır. Şekil 6'da görüldüğü üzere kompresör hacimsel debisi ile beraber kompresör verimi de artış göstermektedir. Diğer bir deyişle kompresör tam kapasiteli çalışmaya doğru yaklaştıkça verimde artış olmaktadır.



Şekil 4. Hacimsel Debi İle Her Bir Kademedeki Kompresör İşinin Değişimi

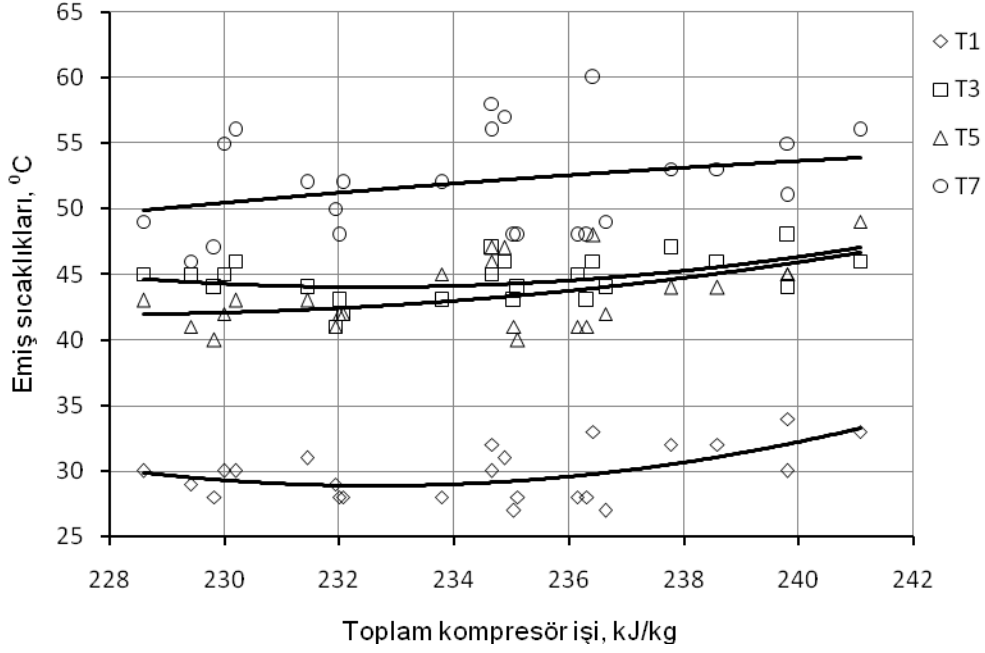


Şekil 5. Sıkıştırma Oranı İle Kompresör Gücünün Değişimi



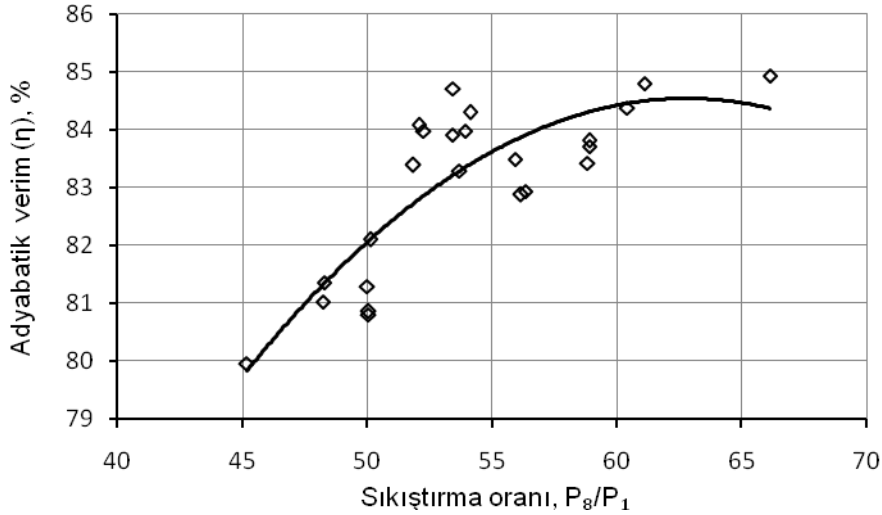
Şekil 6. Kompresör Debisi İle Verimin Değişimi

Gazın her bir kademeye giriş sıcaklığı arttıkça birim kütle için gerekli toplam kompresör işi de artmaktadır (Şekil 7). Burada, T₁, T₃, T₅ ve T₇ sırasıyla 1., 2., 3. ve 4. kademe gaz emiş sıcaklığı değerlerini ifade etmektedir.



Şekil 7. Toplam Kompresör İşi ile Kademe Emiş Sıcaklıklarının Değişimi

Sıkıştırma oranı arttıkça adyabatik verim artmakta ancak yüksek sıkıştırma oranlarında verim sabit bir seyir izlemektedir (Şekil 8). Bunun nedeni, sıkıştırma oranının artışı ile birlikte gerçek ve izentropik haldeki sıcaklık değerlerinin birbirine yaklaşmasıdır. Bayır (2008) yapmış olduğu çalışmada benzer sonuçlar elde etmiştir [4].



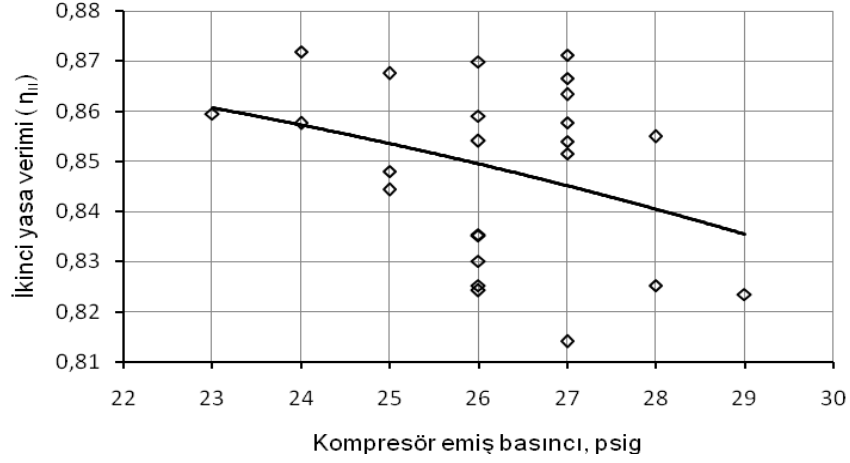
Şekil 8. Sıkıştırma Oranı ile Adyabatik Verimin Değişimi

3.2. CO₂ Kompresör Sistemi İkinci Yasa Analizi Sonuçları

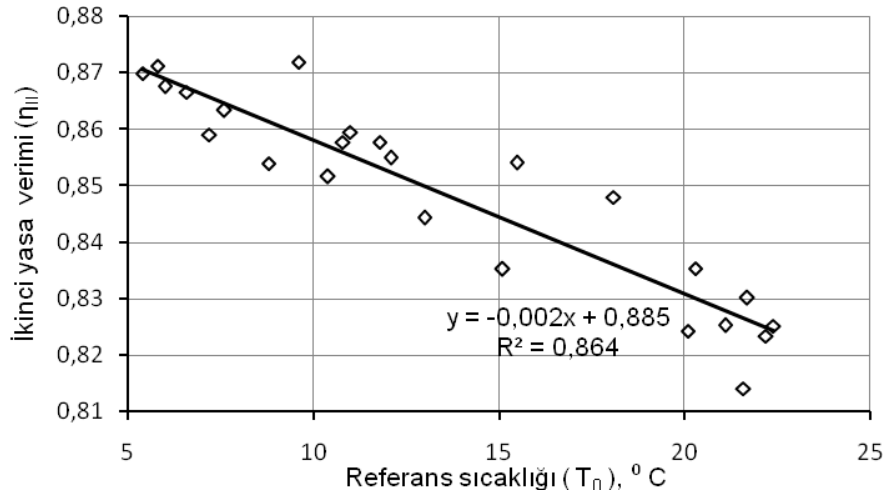
İkinci yasa analizinde referans sıcaklığı T_0 için Batman Meteoroloji' den alınan saatlik değerler kullanılmış, referans basıncı P_0 için ise Batı Raman'daki atmosferik basınç değeri olan 0.93 Bar (13.7 psi) değeri kullanılmıştır. Dolayısıyla burada sabit bir referans sıcaklığı kabulü yapılmamıştır.

Kompresör emiş basıncı ile kompresörde ikinci yasa veriminin değişimi görülmektedir (Şekil 9). Şekil 10'da referans sıcaklığının (T_0) ikinci yasa verimi üzerindeki etkisi görülmektedir. Burada açıkça

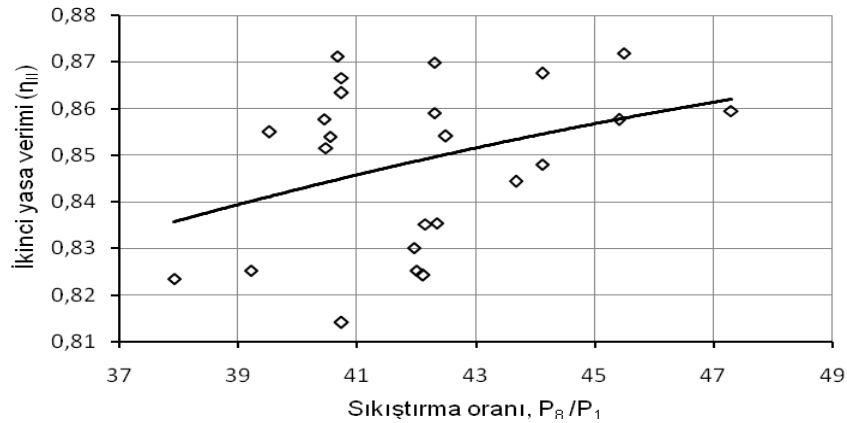
görüldüğü üzere referans sıcaklığının artması ile birlikte ikinci yasa verimi azalmaktadır. Şekil 11'de sıkıştırma oranı ile ikinci yasa veriminin değişim grafiği verilmiştir. Şekil 12.'de görüleceği üzere kompresörde emiş basıncının artması ile birlikte tersinmezlikler de artmaktadır. Daha önce de ifade edildiği gibi emiş basıncının artması ile birlikte gazın sıkıştırma oranı azalmaktadır.



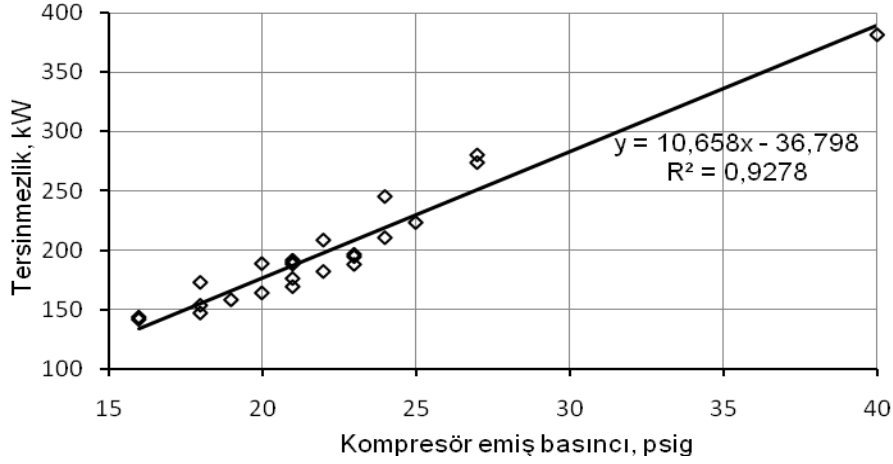
Şekil 9. Kompresör Emiş Basıncı ile İkinci Yasa Veriminin Değişimi



Şekil 10. Kompresörde Referans Sıcaklığı ile İkinci Yasa Veriminin Değişimi

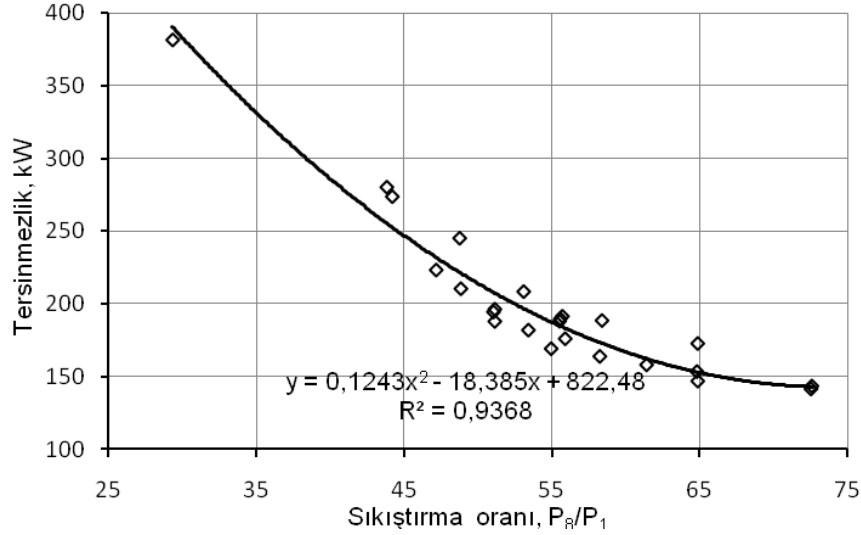


Şekil 11. Kompresör Sıkıştırma Oranı ile İkinci Yasa Veriminin Değişimi



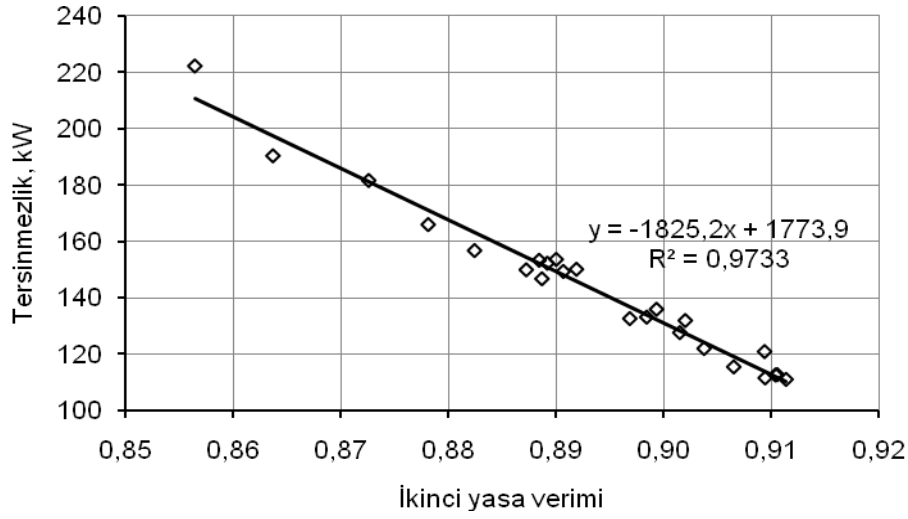
Şekil 12. Kompresör Emiş Basıncı İle Tersinmezliğin Değişimi

Gazın sıkıştırma oranı artınca tersinmezlik azalmaktadır (Şekil 13). Çünkü sıkıştırma oranının artışı ile beraber entropi değişimi azalmakta ve dolayısıyla tersinmezlik de azalmaktadır.



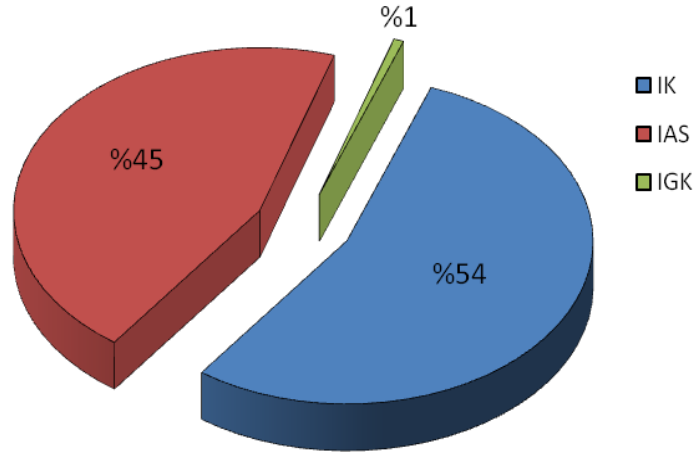
Şekil 13. Kompresörde Sıkıştırma Oranı İle Tersinmezliğin Değişimi

Şekil 14'te görüldüğü gibi kompresörde ikinci yasa veriminin artması ile birlikte tersinmezlik azalmaktadır. Bu beklenen bir sonuçtur. Özkaymak (2001) yaptığı çalışmada buna çok yakın sonuçlara ulaşmıştır [14].



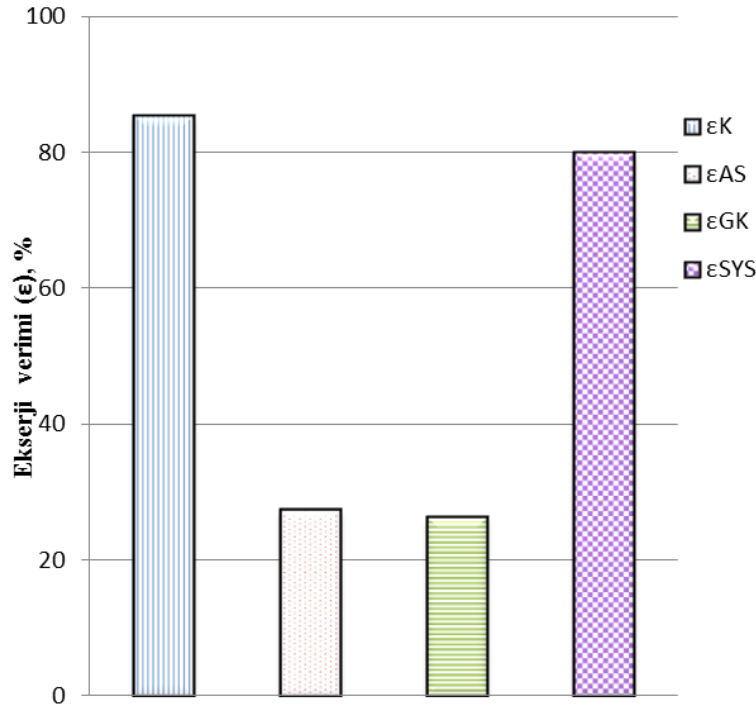
Şekil 14. Kompresörde İkinci Yasa Verimi İle Tersinmezliğin Değişimi

Şekil 15'te sistem elemanlarının tersinmezliklerinin toplam tersinmezlik içindeki oranları verilmiştir. Grafikten görüldüğü üzere tersinmezliğin en fazla gerçekleştiği ekipman ortalama % 54 ile kompresörlerdir. Daha sonra % 45 ile ara soğutucular ve % 1 ile glikol kulesi gelmektedir.



Şekil 15. Sistem Elemanlarının Toplam Tersinmezlik İçindeki Oranları

Şekil 16'da kompresör (ϵ_K), ara soğutucu (ϵ_{AS}), glikol kulesi (ϵ_{GK}) ve sistem (ϵ_{SYS}) ortalama ekserji verimleri kıyaslamalı olarak verilmiştir. Görüldüğü üzere tersinmezlik oranı en yüksek eleman kompresör olmasına rağmen, ekserji verimi en yüksek olan da kompresördür. Daha sonra verimlilik yönünden sırasıyla sistem, ara soğutucu ve glikol kulesi gelmektedir. Ara soğutucu ve glikol kulesinde ekserji verimleri birbirine yakın bulunmuştur.



Şekil 16. Sistem ve Ekipmanların Ekserji Verimi

SONUÇLAR

TPAO Batman Bölge Batı Raman Sahası AP2 İstasyonu CO₂ Recycle kompresör istasyonundaki Dört Kademeli Pistonlu Tip Bir CO₂ Kompresör Sisteminde enerji ve ekserji analizine göre aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır;

- Kompresör emiş basıncının düşmesi dolayısıyla debinin düşmesi durumunda kısmi yükte çalışma durumu meydana geldiğinden birim kütle başına gerekli kompresör işinin arttığı gözlenmiştir. Bu sebeple kompresörleri kısmi yükte çalıştırmaktan mümkün olduğunca kaçınmak gerekmektedir.
- Kompresör hacimsel debisi ile kompresör işinin değişimi incelendiğinde en fazla işin 3. kademedeki en az işin de 4. kademedeki gerekli olduğu görülmüştür. Çünkü sıkıştırma oranının en az olduğu kademe 4. kademe en fazla olduğu kademe ise 3.kademedir.
- Kompresörün 1.yasa veriminin kompresör hacimsel debisinin artması ile birlikte arttığı gözlenmiştir. Bu durum tam kapasiteli çalışmaya yaklaşımdan kaynaklanmaktadır.
- Kompresörde adyabatik verimin, emiş basıncının artması ile azaldığı buna karşın sıkıştırma oranının artması ile birlikte arttığı görülmüştür. Sıkıştırma oranının artması ile birlikte verim artmış ancak yüksek sıkıştırma oranlarına erişildikten sonra sabit bir seyir izlemiştir. Bunun nedeni sıkıştırma oranının artması ile birlikte gerçek ve izentropik haldeki sıcaklık değerlerinin birbirine yaklaşmasıdır. Sıkıştırma oranının (P_8/P_1) 60' ı geçmesinden sonra eğri yatay bir seyir izlemiştir.
- Ara soğutucuda havanın kütleli debisi artınca CO₂ giriş ve çıkış sıcaklık farkları artmış buna karşın havanın giriş çıkış sıcaklık farkı azalmıştır. Havanın kütleli debisinin artmasından dolayı gazda sıcaklık farkının artması gazın daha iyi soğutulduğu anlamına gelmektedir.
- Glikol kulesinde gazın basıncının artması paralel olarak glikolün debisi de artmıştır. Gazın basıncının artması debisinin artışını da getirmiştir. Glikol giriş basıncının artmasına bağlı olarak glikol debisi de artış göstermiştir.

- Kompresörde adyabatik verimin % 75 ile %88 arasında değiştiği görülmüştür. Birinci yasa verimi de ortalama % 78 civarındadır. Dolayısıyla adyabatik verim ve birinci yasa verimi açısından elde edilen sonuçlar tatminkardır. Buna karşın, sistemi daha da verimli çalıştırmanın imkan dahilinde olduğu görülmüştür.
- Referans sıcaklığının (T_0) artması ile birlikte ikinci yasa verimi azalmıştır. Bu, referans sıcaklığının artması dolayısıyla ekserji değişiminin azalmasından kaynaklanmaktadır. Referans sıcaklığının sabit (25 °C) kabul edilmesi durumunda elde edilen ekserji ve verimlilik değerleri ile referans sıcaklığı olarak saatlik çevre sıcaklık değerlerinin alınması durumunda elde edilen ekserji ve verimlilik değerleri arasında ciddi bir fark bulunmamıştır.
- Kompresörde emiş basıncının artması ile birlikte tersinmezlikler de artmıştır. Bunun sebebi emiş basıncının artması ile birlikte gazın sıkıştırma oranının artması ve dolayısıyla entropi farkındaki artışlardır.
- Kompresörde referans sıcaklığının artması ile tersinmezliğin de arttığı görülmüştür. Yani ortam sıcaklığının azalması tersinmezliği azaltmakta ve ekserji verimini yükseltmektedir.
- Sıkıştırma oranının kompresör ekserji değerleri üzerindeki etkisi incelenmiş ve sıkıştırma oranı arttıkça ekserjilerde azalma eğilimi olduğu belirlenmiştir.
- Tersinmezlik dağılımı incelendiğinde, tersinmezliğin en fazla gerçekleştiği eleman ortalama % 54 ile kompresörlerdir. Daha sonra % 45 ile ara soğutucular ve % 1 ile glikol kulesi gelmektedir. Buradan açıkça görüldüğü üzere tersinmezliği azaltmaya dönük tedbirler alınırken öncelikle kompresör ve ara soğutuculardan başlamak gerekmektedir. Glikol kulesindeki tersinmezlik ciddi boyutlarda değildir.
- Tersinmezlik oranı en yüksek ekipman kompresör olmasına rağmen, ekserji verimi en yüksek ekipman kompresördür. Daha sonra verimlilik yönünden sırasıyla sistem, ara soğutucu ve glikol kulesi gelmektedir. Ara soğutucu ve glikol kulesinde ekserji verimleri birbirine yakın bulunmuştur.
- Ara soğutucularda ciddi tersinmezlikler belirlenmiştir. Ara soğutuculardaki tersinmezlikleri azaltarak ekserji verimini yükseltmek imkan dahilindedir. Havanın debisini ayarlamak için hava damperlerinin yanı sıra değişken devirli fan kullanmak, verim artışına katkı sunacaktır.
- Aylık ortalamalara göre değerlendirme yapıldığında, dış ortam sıcaklığının yüksek olduğu yaz aylarında debi değişimi az olmasına rağmen tersinmezlikler yüksek çıkmıştır. Ortalama ortam sıcaklığının en yüksek olduğu Ağustos ayında tersinmezlik de maksimumdur. Referans sıcaklığındaki artış ile birlikte verim düşüp tersinmezlik artacağından bu beklenen bir sonuçtur.
- Kompresörde arıza sıklığının en fazla görüldüğü emiş ve çıkış valfleri aynı zamanda tersinmezliğin de önemli kaynaklarıdır. Valflerde kaçaklar olması, gaz giriş ve çıkış sıcaklığının artmasına neden olur. Valf arızalarını salmastra ve piston ringi arızaları ile unloader, yağlama sistemi, yatak arızaları ile diğer arızalar izlemektedir. Dolayısıyla arızaları azaltmaya dönük koruyucu periyodik bakımlar, plansız duruşları engellediği gibi tersinmezlikleri de önemli oranda azaltacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] ÇENGEL, Y.A., ve BOLES, M.A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", Literatür Yayıncılık, İstanbul, 1996.
- [2] AKGÜL, M. A., "Dört Kademeli Pistonlu Tip Bir CO2 Kompresör Sisteminde Enerji Ve Ekserji Analizi", Yüksek Lisans Tezi, Harran Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Şanlıurfa, 2011.
- [3] ARORA, A., and KAUSHİK, S.C., Energy and Exergy Analyses of a Two-Stage Vapour Compression Refrigeration System. International Journal of Energy Research, 34(10); 907-923, 2009.
- [4] BAYIR, E., Scroll ve Pistonlu Tip Soğutma Kompresörlerinin Kapasite ve Verimlerinin Çalışma Şartları İle Değişimi. Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İzmir, 2008.

- [5] KIZILKAN, Ö., Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar için Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termoekonomik Yönden İncelenmesi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Isparta, 2004.
- [6] MCGOVERN, J.A., and HARTE, S., An Exergy Method for Compressor Performance Analysis. International Journal of Refrigeration, 18(6);421-433, 1994.
- [7] BEDBACK, S.S., and GOPAL, M.R., Performance Analysis of a Compressor Metal Hydride Cooling System. International Journal of Hydrogen Energy, 30(10); 1127-1137, 2004.
- [8] ROMEO, L.M., BOLEA, I., LARA, Y., and ESCOSA, J.M., Optimization of Intercooling Compression in CO2 Capture Systems. Applied Thermal Engineering, 29(8-9); 1744-1751, 2008.
- [9] STOUFFS, P., TAZEROUT, M., and WAUTERS, P., Thermodynamic Analysis of Reciprocating Compressors. International Journal of Thermal Sciences, 40(1);52-66, 1999.
- [10] TANNEBERGER, F.J., and FELDMANN, J.L., Compression of Wet CO2 in Reciprocating Compressors, SPE Annual Technical Conference and Exhibition, 5-8 October 1983, San Francisco, California, 1983.
- [11] YUMRUTAŞ, R., KUNDUZ, M., and KANOGLU, M., Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems. Exergy, 2(4);266-272, 2002.
- [12] ZUBAIR, S.M., YAKUB, M., and KHAN, S.H., Second-Law-Based Thermodynamic Analysis of Two-Stage and Mechanical-Subcooling Refrigeration Cycles. International Journal of Refrigeration, 19(8);506-516, 1996.
- [13] KIZILKAN, Ö., Alternatif Soğutucu Akışkanlı Değişken Hızlı Kompresörlü Bir Soğutma Sisteminin Teorik ve Deneysel İncelenmesi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Isparta, 2008.
- [14] ÖZKAYMAK, M., Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Tersinmezliklerinin Belirlenmesi. Teknoloji, 1(2);41-46, 2001.

ÖZGEÇMİŞ

Hüsamettin BULUT

1971 yılında doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Batman'da tamamladı. 1993 yılında Çukurova Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak göreve başladı. Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalında 1996 yılında Yüksek Lisansını, 2001 yılında Doktorasını ise tamamladı. 1993-1998 yılları arasında Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde, 1998-2001 yılları arasında ise Çukurova Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalıştı. Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde 2003-2005 yıllarında Yardımcı Doçent olarak görev yaptı. 25.11.2005 tarihinde Doçent oldu. Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünde 2003-2004 yıllarında Bölüm Başkanlığı, 2004-2008 yılları arası ise Bölüm Başkan Yardımcılığı görevlerini sürdürdü. 2011 yılında Profesör kadrosuna atanmıştır. Halen Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölüm başkanlığı görevini sürdürmektedir. Çalışma alanları iklim verileri ve enerji analizi, güneş enerjisi ve uygulamaları, ısıtma-soğutma ve iklimlendirme sistemleri ve uygulamaları, iç hava kalitesi ve enerji verimliliği ve tasarrufudur.

M. Ali AKGÜL

04/01/1974 tarihinde Malatya'nın Akçadağ ilçesinde doğdu. 1981 – 1986 tarihleri arasında ilköğretimini Akçadağ Kepez İlkokulu'nda yaptı. Ortaokul eğitimini 1986-1989 tarihleri arasında Akçadağ Kepez Lisesi'nde ve lise eğitimini 1989 – 1992 tarihleri arasında Malatya Fen Lisesi'nde yaptıktan sonra lisans eğitimini 1992 – 1997 tarihleri arasında İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yaptı. 1997-2003 tarihleri arasında özel sektörde çalıştıktan sonra 2003-2005 tarihleri arasında Harran Üniversitesi Yapı İşleri ve Teknik Daire Başkanlığı'nda makine mühendisi olarak çalıştı. 2005 yılında Harran Üniversitesi'ndeki görevinden ayrılarak TPAO Batman Bölge Üretim Müdürlüğü bünyesinde çalışmaya başladı. Halen TPAO'daki görevini sürdürmektedir.