



Süperkritik Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi

Volkan CEYLAN ^{1*}, Arif Emre ÖZGÜR ²

¹Avrasya Üniversitesi, Meslek Yüksekokulu, 61040 Trabzon

²Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 32260 Isparta

Geliş Tarihi (Received): 11.10.2021, Kabul Tarihi (Accepted): 12.12.2021

✉ Sorumlu Yazar (Corresponding author*): emreozgur@isparta.edu.tr

☎ +90 246 2146773 📠 +90 246 2146899

ÖZ

Gaz türbini çevrimlerinde, son on yılda yapılan çalışmalarda önemli gelişmeler görülmektedir. Bununla birlikte çevrim verimini artırabilmek için farklı uygulamalar üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmada, ayrı ayrı CO₂ (karbondioksit veya R744) ve hava akışkanlı süperkritik Brayton çevrimlerinin termodinamik analizi yapılmıştır. Süperkritik koşullarda çalışan çevrim ekipmanlarının farklı çevrim parametrelerinde enerji ekserji verimliliği ve net gücü alınarak, türbin giriş sıcaklık ve basıncının etkileri, kompresör basınç oranı ve kompresör verimlerinin performans üzerine etkileri incelenmiştir. Analiz çalışması bir bilgisayar yazılımı (Engineering Equation Solver-EES) ile çözümlenmiştir. Güç çevrimlerindeki verim artışına, süperkritik CO₂ (S-CO₂) türbinlerinin etkisi değerlendirilmiş ve enerji sektöründeki geleceği tartışılmıştır.

Keywords: Brayton çevrimi, süperkritik karbondioksit (S-CO₂), termodinamik analiz, türbin

Thermodynamic Analysis of a Supercritical Brayton Cycle

ABSTRACT

Enormous strides have been made on gas turbine cycles in recent years. In addition, different practices of studies are being carried on in order to increase the cycle efficiency. In this study, CO₂ (carbon dioxide or R744) and thermodynamic analysis of supercritical Brayton cycles having air flow fluidity have separately been studied. Cyclical equipment working in supercritical conditions and its energy exergy performance at different cycles of parameters, and turbine inlet temperature and the effects of pressure, and compressor pressure ratio, and compressor efficiency on performance are surveyed examined. Analyze work is sorted out through a computer software (Engineering Equation Solver-EES). Supercritical CO₂ (S-CO₂) turbine effects on efficiency increase in power conversions are evaluated and its future in the energy sector is discussed.

Keywords: Brayton cycle, supercritical carbon dioxide (S-CO₂), thermodynamic analysis, turbine

GİRİŞ

Gaz türbinli sistemler Brayton çevrimi olarak adlandırılmakta olup bu çevrim ile mekanik güç üretimi yapılmaktadır. Brayton çevrimi ilk olarak 19. yüzyılın son çeyreklerinde George Brayton tarafından tasarlanmıştır. 20. yüzyılın ilk yarısına kadar fazla gelişim göster-

memiş, düşük izentropik verimler ve türbin giriş sıcaklıklarından dolayı düşük ısı verim elde edilmiştir (Çetin, 2017). Bu yüzyılın ikinci yarısından sonra büyük teknolojik gelişmeler gözlenmiştir. Özellikle son yıllarda, gaz türbinli çevrimlerde farklı akışkanlar kullanılarak, sistemdeki verimin artırılabilmesi değerlendirilmiş ve uygulamalar yapılmıştır. Sistemde kullanılacak

Süperkritik Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi

akışkana göre gaz türbinleri, açık çevrim (aracı akışkan olarak hava), kapalı çevrim (aracı akışkan olarak hava veya farklı bir akışkan), ve yarı açık çevrim olmak üzere sınıflandırılabilir (Tozlu ark., 2017).

Gaz türbinlerinin tercih edilme sebepleri, kurulumu basit ve hafif olmaları, az yer kaplamaları, kurulum maliyetinin düşük olması, diğer çevrimlere göre çok hızlı devreye girip çıkabilmeleri ve güvenilirliklerinin yüksek olmasıdır. Bununla birlikte yolcu, donanma ve yük gemilerinde, hava araçlarında, elektrik güç santrallerinde tercih edilmektedir. Gaz türbinlerinde ısı kaynak olarak güneş enerjisi, jeotermal enerji, fosil yakıt, nükleer ve biyokütle kullanılırken, akışkan olarak hava, azot, helyum, karbondioksit gibi akışkanlar kullanılabilir. Günümüzde süperkritik buharlı güç santrallerinde akışkanın (su buharı) türbine giriş sıcaklığı 620°C değerlerine kadar yükseltilmiştir (Korpela, 2011). Gaz türbinlerinde ise bu sınır 1425°C seviyelerine çıkabilmektedir (Horlock, 1997; Çengel, 2008). Süperkritik Brayton çevrimlerinde türbinlerde kullanılan çelik alaşımlarının dayanım sınırı, türbine girmekte olan akışkan sıcaklığını etkilemektedir. Daha yüksek sıcaklık ve basınçta türbine giren akışkan, türbin kanatçıklarını deformasyona uğratabilmektedir. Bunun önüne geçebilmek için ise nikel ya da seramik kaplamalı alaşımlar kullanılmaktadır. Mevcut ebatlardaki kanatçıkların nikel vb. alaşımlar ile üretilmesi ilk yatırım maliyetini artırmaktadır. Maliyetlerin en az seviyeye indirilebilmesi için daha küçük ebatlarda türbin üretilmesi gerekmektedir (Özgür ve Ceylan, 2019). Bu amaç doğrultusunda, çevrim akışkanı olarak karbondioksit (CO₂) kullanımı etkili bir yöntem olarak gündeme gelmiştir (Angela, 1968; Coms, 1997).

CO₂ çevre problemlerinin (sera etkisi ve küresel ısınma) etkisini arttırmasıyla, önemli bir akışkan duruma gelmiştir. CO₂'in kritik nokta sıcaklığı düşüktür. (30,98°C) Aynı zamanda ozon delme potansiyeli (ODP) sıfırdır ve küresel ısınma potansiyeli (GWP-100 yıllık) 1 olarak tanımlanmış bir akışkandır (Özgür, 2014). Göreceli olarak düşük viskozitesi, yüksek hacimsel buharlaşma gizli ısı, düşük maliyet, yüksek ısı iletkenlik ve yüksek buhar yoğunluğuna sahip olması, karbondioksitin (CO₂) tercih edilme nedenlerindedir (Kim ark., 2004). Dostal ve ark. (2004) ile Kato ve ark. (2004), S-CO₂ (Süperkritik-CO₂) Brayton güç çevrimleri ile ilgili çalışmalar yapmışlar ve yaptıkları bu çalışmalar büyük ilgi görmüştür. Son on yılda, S-CO₂ Brayton çevrimleri ile ilgili nükleer ve yenilenebilir enerji temelli enerji üretimi başta olmak üzere birçok alanda uygulamalı olarak çalışmalar yapıldığı görülmektedir. Wright ark. (2010) Sandia Ulusal Laboratuvarları'nda güneş, nükleer veya fosil ısı kaynaklarıyla elde edilen,

kritik üstü sıcaklıktaki çeşitli çevrim akışkanlarını kullanarak, Brayton çevrimlerinin performansını araştırmaktadır. Hedeflenen sıcaklık aralığında, S-CO₂ çevriminin, yüksek verimlilik potansiyeli ve daha düşük sermaye maliyetleri ile ön plana çıktığı görülmektedir. Muto ark. (2016) güneş enerjisi ile çalıştırılan, CO₂ akışkanlı Rankine ve Brayton çevrimlerinin ısı verimliliğini karşılaştırmıştır. Rankine çevriminde CO₂ basıncı 20 MPa basınç, Brayton çevriminde ise 8 MPa olarak kabul edilmiştir. İki sistemde de türbin giriş sıcaklığı 650°C olarak alınmış ve aralarında %2,5 verim farkı olduğunu tespit edilmiştir. Padilla ark. (2016) ısı kaynağı olarak güneş enerjisinden faydalanarak, sekiz farklı S-CO₂ konfigürasyonu için enerji ve ekserji analizi sunmuştur. Ara soğutmalı, kademeli sıkıştırımlı Brayton çevriminin en iyi ısı ve ekserjetik performansa sahip olduğunu ifade etmişlerdir. Ahn ark. (2015) nükleer reaktörlerde uygulamak için S-CO₂ Brayton çevriminin çeşitli konfigürasyonlarını araştırmıştır. 450°C ile 600°C türbin giriş sıcaklığı aralığında, reküperatörlü Brayton çevriminin nispeten daha verimli çalışabileceğini belirtmiştir. Holcomb ark. (2016) S-H₂O ve S-CO₂ akışkanları için nikel bazlı alaşım türbin rotor kanatlarının oksidasyon davranışlarını karşılaştırmıştır. Deneylerde S-CO₂ çevrimi için 730°C ve 207 bar, S-H₂O çevrimi için 726°C ve 208 bar değerlerini test etmişlerdir. S-CO₂ çevriminde kayda değer bir korozyon görülmediğini, S-H₂O durumunda ise korozyon hızında artış olduğunu tespit etmişlerdir.

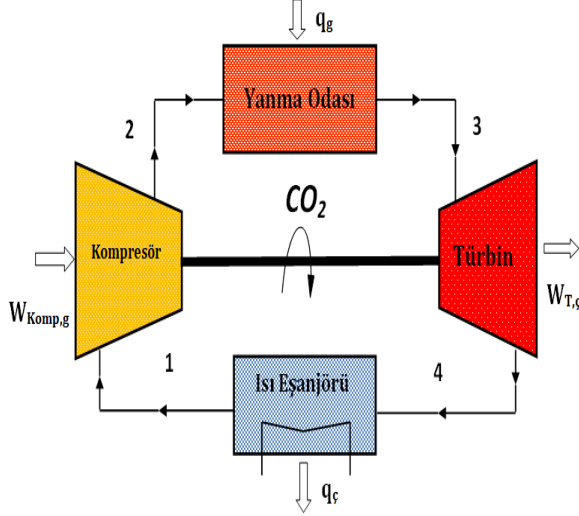
MATERİYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada S-CO₂ Brayton çevriminin ve hava Brayton çevriminin termodinamik analizi yapılmış ve bazı çevrim parametrelerinin (türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş basıncı, kompresör giriş sıcaklığı kompresör basınç oranı, kompresör ve türbin verimleri) çevrimin enerji ve ekserji verimliliğine etkisi incelenmiştir. Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak, çevrimdeki iş akışkanın CO₂ ve hava olması durumları için analiz sonuçları kıyaslanmıştır. Bununla birlikte, türbin giriş yoğunlukları baz alınarak, sabit eksenel hız durumunda oluşan, türbin giriş kesitleri, CO₂ için karşılaştırılmıştır. Çevrimin parametrik analizi ve akışkanlara ait termodinamik özellikler EES (Engineering Equation Solver) yazılımı ile gerçekleştirilmiştir (Klein, 2020).

Brayton çevriminde çevrim akışkanının basıncı ve sıcaklığı, kompresör tarafından yükseltilir. Daha sonra herhangi bir ısı kaynağı ile akışkanın sıcaklığı, türbin giriş değerine yükseltilir. Türbin kanatçıkları üzerinden akışkanın geçirilmesi ile mekanik iş elde edilir. Türbin çıkışında, akışkanın basıncı, sıcaklığına oranla daha büyük oranda düşer. Türbin çıkışındaki ısı eşanjörü va-

Süperkritik Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi

sıtasıyla, belirli miktar ısı başka bir ortama aktarılır. Sıcaklığı azalan akışkan, tekrar kompresör tarafından basınçlandırılır. Brayton çevriminin sistem şeması Şekil 1'de verilmiştir.

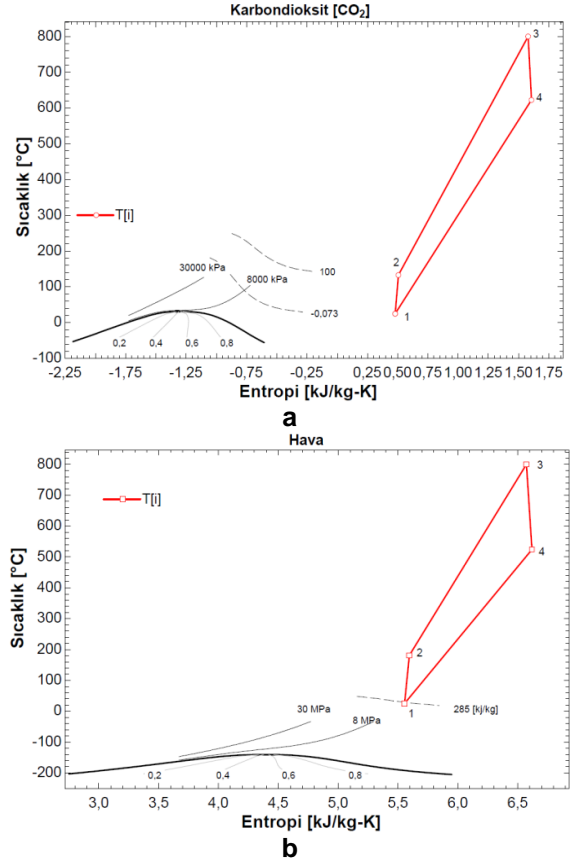


Şekil 1. Brayton çevrimi sistem şeması

Çevrimin analizinde yapılan bazı kabuller aşağıda belirtilmiştir;

- Çevrim bileşenlerinden olan ısıl kayıplar ve bileşenler içindeki akışkana ait basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Sistemin sürekli rejim şartlarında olduğu kabul edilmiştir.
- Kinetik enerji ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Kompresör giriş sıcaklığı 25°C olarak alınmıştır. Çevrimdeki performansını değerlendirmek için 20°C ile 50°C arasındaki değerler alınmıştır.
- Çevrim minimum basıncı 8 MPa'dır.
- Çevrim basınç oranları 2 ile 4,25 arasındaki değerler alınarak türbin giriş basıncı 16 MPa ile 34 MPa arasındaki değerlerde çalışılmıştır.
- Türbin giriş sıcaklıkları 600°C ile 1000°C arasında değişmektedir.

Türbin ve kompresör verimleri sırasıyla %90 ve %89'dur. Her iki çevrim elemanı için sistemdeki performansını değerlendirmek amacıyla %70 ile %90 arasındaki değerler alınmıştır. S-CO₂ Brayton çevrimi ve hava Brayton çevriminin T-s diyagramları, öngörülen parametreler ile Şekil 2'de verilmiştir.



Şekil 2. a. S-CO₂, b. Hava Brayton çevrimleri T-s diyagramı

Çevrim bileşenlerinin enerji ve ekserji analizleri için kullanılan eşitlikler Eşitlik 1'den Eşitlik 12'ye kadar aşağıda verilmiştir.

Basınç Oranı;

$$P_{rc} = \frac{P_2}{P_1} \quad (1)$$

Kompresör;

$$\dot{W}_{kompresör} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_{CO_2} [c_{pCO_2}(T_2) \cdot T_2 - c_{pCO_2}(T_1) \cdot T_1] \quad (2)$$

$$\dot{m}_{CO_2} \cdot \varepsilon_1 + \dot{W}_{kompresör} = \dot{m}_{CO_2} \cdot \varepsilon_2 + I_{kompresör} \quad (3)$$

Yanma Odası;

$$\dot{Q}_{yanmaO.} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_3 - h_2) = c_{pCO_2} (T_3 - T_2) \quad (4)$$

$$I_{yanmaO.} = \dot{m}_{CO_2} \cdot T_0 \cdot \left[(s_3 - s_2) + \frac{q_{yanmaO.}}{T_3} \right] \quad (5)$$

Süperkritik Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi

Türbin;

$$\dot{W}_{türbin} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_3 - h_4) = \dot{m}_{CO_2} \cdot (c_{pCO_2 T_3} \cdot T_3 - c_{pCO_2 T_4} \cdot T_4) \quad (6)$$

$$\eta_{türbin} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_{4s})} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{CO_2} \cdot \varepsilon_3 = \dot{m}_{CO_2} \cdot \varepsilon_4 + \dot{W}_{türbin} + I_{türbin} \quad (8)$$

Isı Eşanjörü;

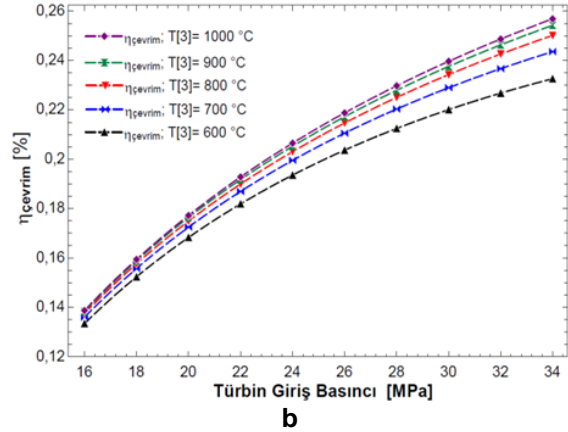
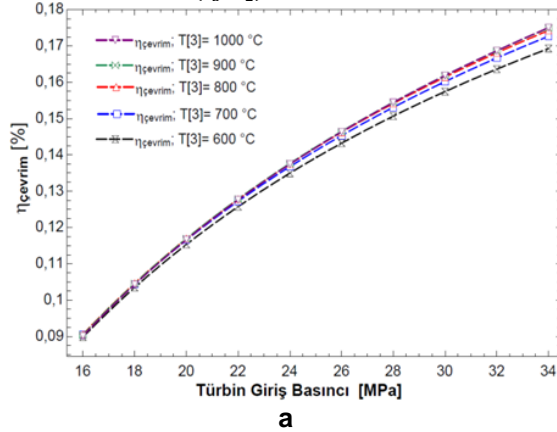
$$\dot{Q}_{eşanjör} = \dot{m}_{CO_2} \cdot (h_4 - h_1) = c_{pCO_2} (T_4 - T_1) \quad (9)$$

$$I_{eşanjör} = \dot{m}_{CO_2} \cdot T_0 \cdot \left[(s_1 - s_4) + \frac{q_{eşanjör}}{T_0} \right] \quad (10)$$

Çevrimin enerji ve ekserji verimi;

$$\eta_{çevrim} = \frac{W_{net}}{Q_{Yanma O}} \quad (11)$$

$$\eta_{çevrim, ekserji} = \frac{(h_3 - h_4)}{(\varepsilon_3 - \varepsilon_2)} \quad (12)$$



Şekil 3. a. S-CO₂, b. Hava Brayton çevrimi türbin giriş basıncı ile çevrim enerji verimi değişimi

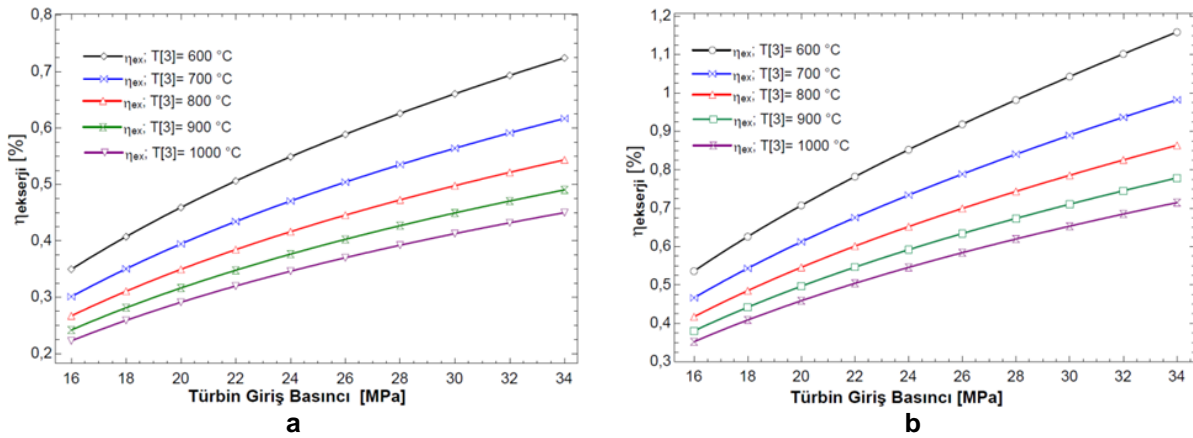
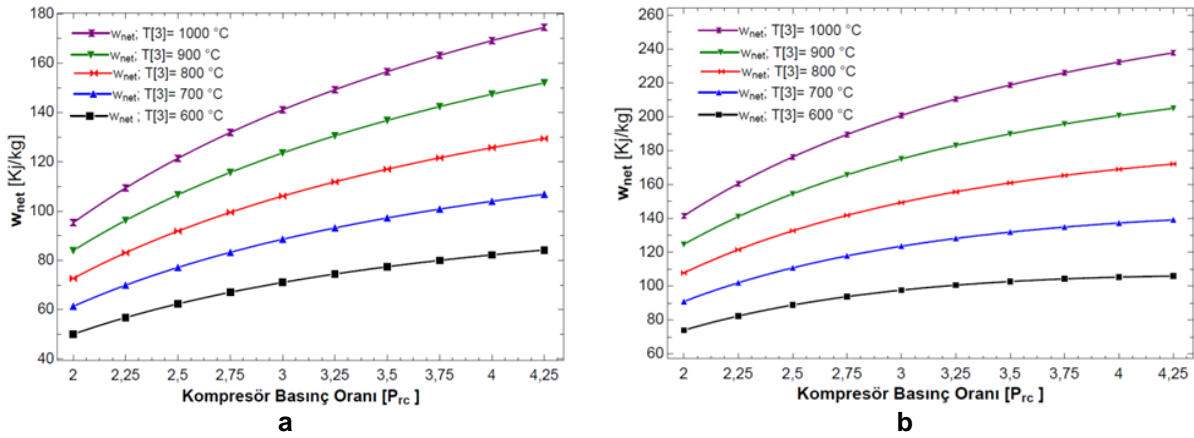
S-CO₂ Brayton çevrimi ve hava Brayton çevrimlerinde ekserji verimleri incelendiğinde türbin giriş basıncının artırılması ekserji verimi yükseltmektedir. Ancak sabit basınçta türbin giriş sıcaklıklarının artırılması ekserji verimini azaltmaktadır. Şekil 4a'da S-CO₂ ve Şekil 4b'de Hava Brayton çevrimlerinde türbin giriş basıncı ile çevrim ekserji verimi değişimi gösterilmiştir. Hava

BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde Eşitlik 1'den Eşitlik 12'ye kadar olan yöntem takip edilerek çeşitli parametrelerin değişiminin sistemdeki performansı üzerine etkisi incelenmiştir. S-CO₂ Brayton çevrimi ve hava Brayton çevrimi için yüksek türbin giriş basınç ve sıcaklıklarında çevrimin enerji verimi Şekil 3'de verilmiştir. Çevrimlerde türbin verimi %90, kompresör verimi ise %89'dır. Her iki çevrimde de türbin giriş sıcaklıkları ultrasüperkritik seviye olup türbin giriş basıncı arttıkça çevrim verimi artmaktadır. Şekil 3a da gösterilen S-CO₂ Brayton çevriminde sabit türbin giriş basıncında, türbin giriş sıcaklığı artırıldığında çevrim enerji verimi için dikkate alınacak bir artış olmadığı görülmektedir. Ancak Şekil 3b hava Brayton çevriminde ise S-CO₂ nin aksine maksimum türbin giriş basıncında (P[3]=34 MPa) türbin giriş sıcaklıkları arasındaki 600°C ile 1000°C değerlerine bakıldığında çevrim enerji verimi %2,42 arttığı görülmektedir

(b) Brayton çevriminde türbin giriş sıcaklığının 600°C olduğu değere incelendiğinde maksimum basınç olan 34 MPa türbin giriş basıncında çevrim ekserji verimi %115,9'a ulaşmaktadır. Bu değer çevrimdeki en yüksek ekserji verim değeridir.

Süperkritik Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi

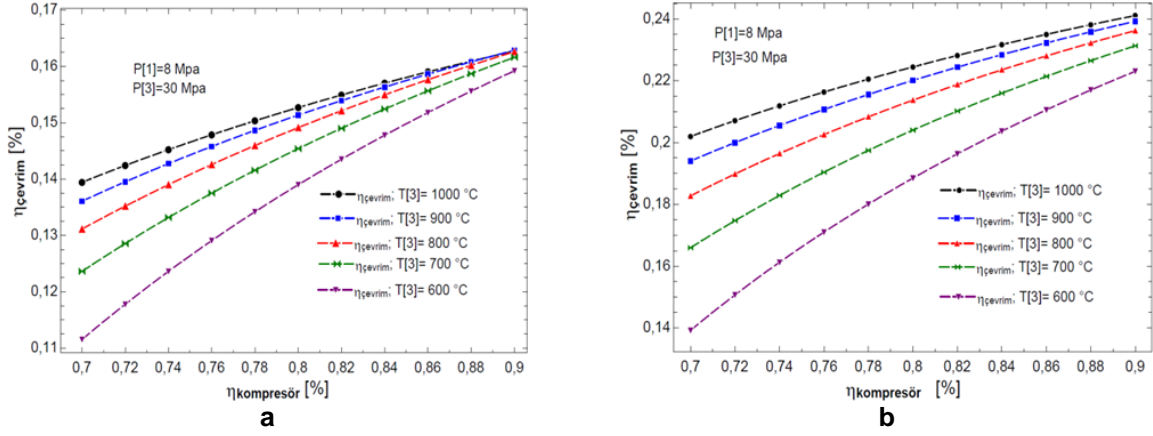
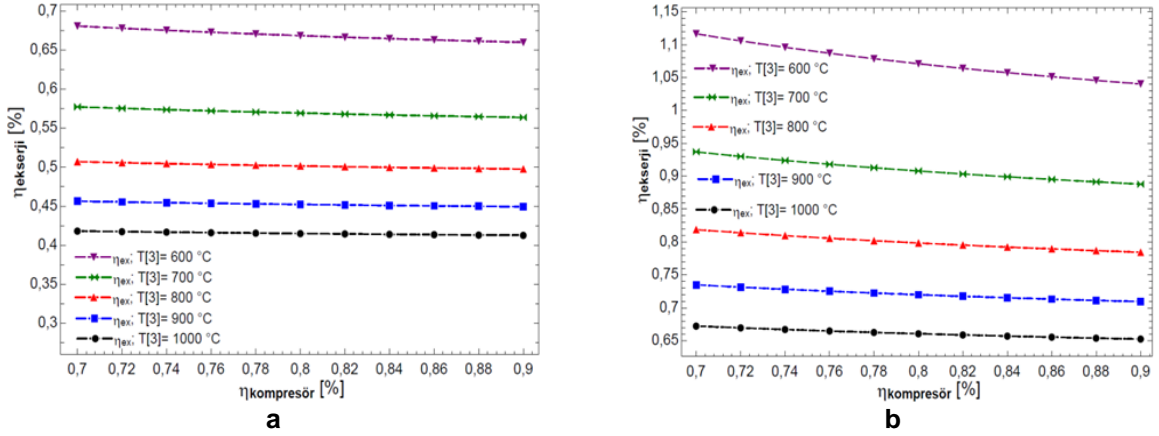
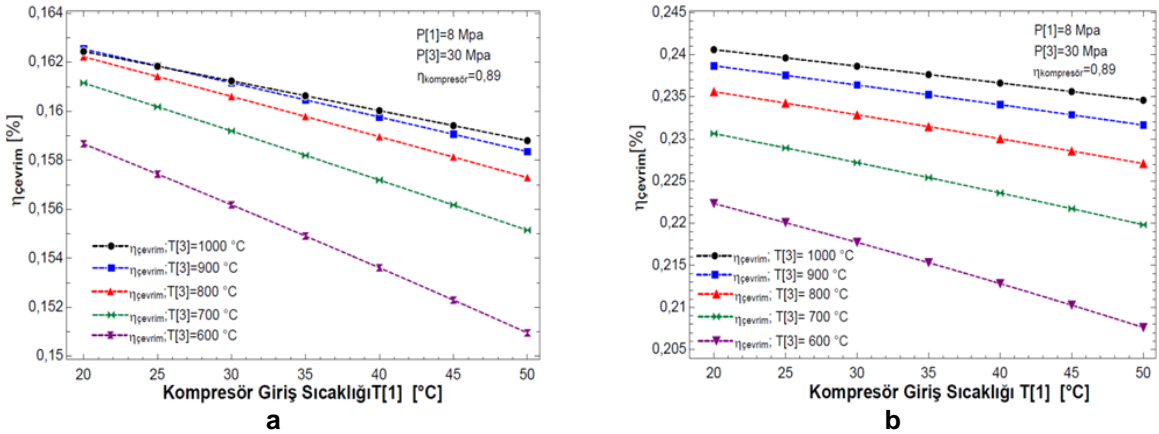
Şekil 4. a. S-CO₂, b. Hava Brayton çevrimi türbin giriş basıncı ile çevrim ekserji verimi değişimiŞekil 5. a. S-CO₂, b. Hava Brayton çevrimi kompresör basınç oranı ile çevrim net gücünün değişimi

Şekil 5a'da S-CO₂ ve Şekil 5b'de Hava Brayton çevrimi kompresör basınç oranı ile çevrim net gücünün değişimi gösterilmektedir. Şekillerde de görüldüğü gibi kompresör basınç oranı veya türbin giriş basıncı arttırıldığında çevrim net gücü artmakta olup yüksek türbin giriş sıcaklıklarının seçilmesi daha yüksek çevrim gücünün elde edilmesinde etkilidir. Ancak Hava (b) Brayton çevriminde eğrilerdeki yatay seyirler göstermektedir ki türbin giriş basıncı arttırıldığında çevrim net gücü maksimuma ulaşmakta daha sonra düşmektedir. 1000°C ve üzerindeki türbin giriş sıcaklıklarında net gücün maksimuma ulaşip düşmesi daha yüksek kompresör basınç oranlarında gerçekleşeceği anlaşılmaktadır. Bu durumda Hava (b) Brayton çevrimlerinde uygun parametrelerin belirlenmesi oldukça önemlidir.

Performans değerlerinin hesaplamasında Şekil 6 ve Şekil 7'de sabit kompresör giriş sıcaklığı ($T[1]=25^{\circ}\text{C}$) ve basıncı ($P[1]=8\text{MPa}$) ile sabit türbin giriş basıncında ($P[3]=30\text{MPa}$) farklı kompresör verimleri için ultrasüperkritik türbin giriş sıcaklıklarındaki çevrimin enerji ve

ekserji verimlerinin değişimleri gösterilmiştir. Türbin verimi %90 olarak alınmıştır. Kompresör verimleri olarak %70-90 arasındaki verim değerleri incelenmiştir. Her iki çevrimde de görüldüğü gibi 600°C'lik türbin giriş sıcaklığında kompresör verimleri arttırıldıkça çevrim enerji verimi daha hızlı artmaktadır. Türbin giriş sıcaklıkları arttırıldığında ise çevrim enerji veriminin artmasına etkisi ilk sıcaklıktaki gibi olmadığı görülmektedir. Şekil 7 incelendiğinde sıcaklık ve kompresör verimi arttıkça ekserji verimi azalmaktadır. Aynı değerlerde bu sefer kompresör verimi $\eta_{kompresör} = 0,89$ (%89) sabit tutularak türbin giriş sıcaklıklarının farklı kompresör giriş sıcaklıklarında çevrim enerji verimine etkisi Şekil 8'de gösterilmiştir. Kompresör giriş sıcaklıklarının artması çevrim enerji verimini düşürmektedir. Bu sebepten dolayı ultrasüperkritik sıcaklıkta çalışan Brayton çevrimlerinde türbin çıkış sıcaklıklarının yüksek olmasından dolayı yardımcı ekipmanlar kullanarak kompresör giriş sıcaklığını düşük tutmak oldukça önemlidir.

Süperkritik Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi

Şekil 6. a. S-CO₂, b. Hava Brayton çevrimi kompresör verimi ile çevrim enerji verimi değişimiŞekil 7. a. S-CO₂, b. Hava Brayton çevrimi kompresör verimi ile çevrim ekserji verimi değişimiŞekil 8. a. S-CO₂, b. Hava Brayton çevrimi kompresör giriş sıcaklıkları ile çevrim enerji verimi değişimi

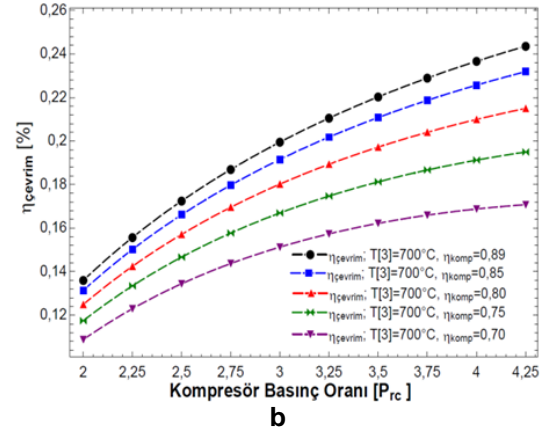
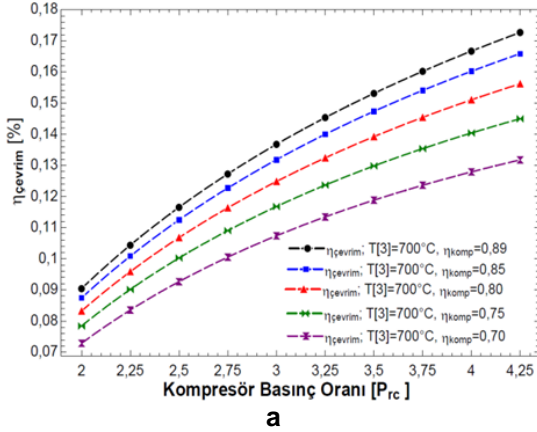
Şekil 9 ve Şekil 10'da 700 °C gibi sabit türbin giriş sıcaklığında %70 ile %89 arasındaki beş farklı kompresör verimlerinin çevrim enerji ve ekserji verimlerine etkisi incelenmiştir. Görülmektedir ki sabit türbin giriş sıcaklığında kompresör basınç oranı ve kompresör verimi artırıldığında çevrim enerji ve ekserji verimi artmaktadır. Her iki çevrim içinde kompresör basınç oranı arttığında minimum değer ile maksimum değer sonucunda ekserji verimleri iki katına çıkmaktadır. Şekiller

Şekil 9 ve Şekil 10'da 700 °C gibi sabit türbin giriş sıcaklığında %70 ile %89 arasındaki beş farklı kompresör verimlerinin çevrim enerji ve ekserji verimlerine etkisi incelenmiştir. Görülmektedir ki sabit türbin giriş sıcaklığında kompresör basınç oranı ve kompresör verimi artırıldığında çevrim enerji ve ekserji verimi artmaktadır. Her iki çevrim içinde kompresör basınç oranı arttığında minimum değer ile maksimum değer sonucunda ekserji verimleri iki katına çıkmaktadır. Şekiller

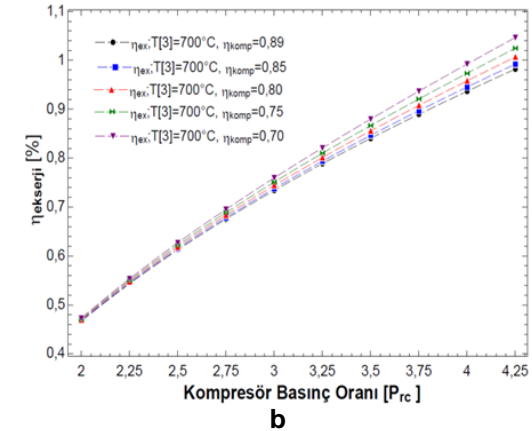
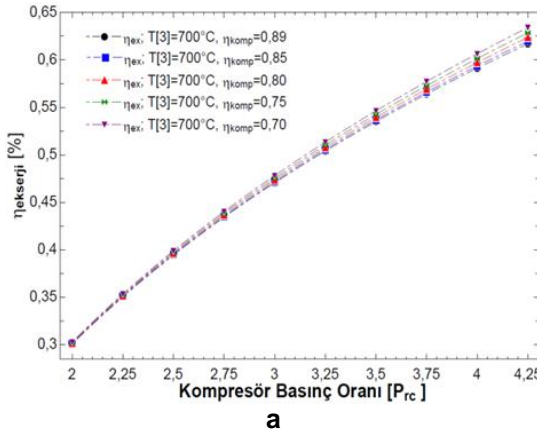
Süperkritik Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi

incelendiğinde sabit basınç değerinde sadece kompresör verimleri arttırıldığında çevrim enerji verimi artmasına karşılık ekserji verimindeki artış ise her iki çevrim içinde yok denecek kadar azdır. S-CO₂ (a) Brayton çevrimlerinde sabit türbin giriş sıcaklığında (T[3]= 700 °C) çevrimde en yüksek kompresör basınç oranı olarak hesaplanan 4,25 (P[3]= 34 MPa) oranı ve

kompresör verimleri en yüksek değer olan %89 verimde alınmıştır. Çevrim enerji verimi ile en düşük kompresör verimi olan %70 verim arasında %4,10 gibi fark olmasına karşılık hava Brayton çevriminde bu fark %7,27'dir.



Şekil 9. a. S-CO₂, b. Hava, farklı basınç oranlarında çevrim enerji verimine kompresör veriminin etkisi



Şekil 10. a. S-CO₂, b. Hava, farklı basınç oranlarında çevrimin ekserji verimine komp. veriminin etkisi

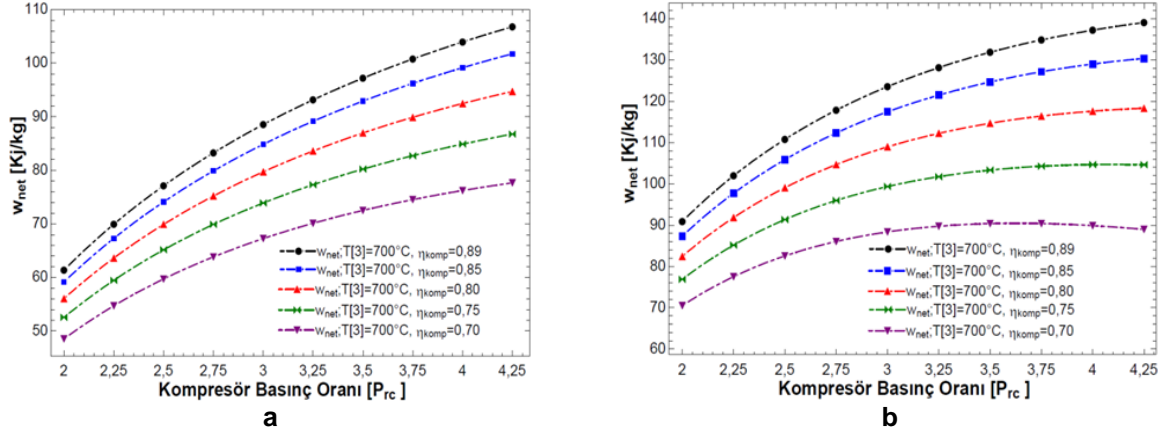
Her iki çevrim için farklı kompresör basınç oranlarında kompresör verimlerinin çevrim net güce etkisi Şekil 11'de sunulmuştur. Şekil incelendiğinde 700°C sabit türbin giriş sıcaklığında kompresör basınç oranları arttırıldığında çevrim net gücü artmaktadır. Hava (b) Brayton çevriminde görülmektedir ki %70 gibi düşük kompresör veriminde çalışan çevrimde net güç 3,75 kompresör basınç oranında 90,38 kJ/kg ile maksimum güce ulaşmakta ve bu değerden sonra düşmektedir. % 75 kompresör veriminde ise çevrim net gücü 4 kompresör basınç oranında 104,7 kJ/kg ile maksimum güce ulaşarak bu değerden sonra düşmektedir.

Şekil 12a'da S-CO₂ ve Şekil 12b'de Hava Brayton çevrimi için dört farklı türbin giriş basınç değerlerinde türbin giriş sıcaklıkları ile çevrim enerji verimi değişimi gösterilmiştir. S-CO₂ (a) Brayton çevriminde çevrimin enerji verimini arttırmak için sabit türbin giriş basınç değerlerinde türbin giriş sıcaklık değerleri arttırıldığında çevrim enerji verimine etkisi olmadığı tespit edilmiştir. Bunu daha açık tanımlamak için Tablo 1'de S-CO₂ Brayton çevriminde sabit basınçta türbin sıcaklıklarının çevrim verimine olan etkisinden görebilmekteyiz. Örneğin 25 MPa türbin giriş basıncı için 600°C sıcaklıkta çevrim enerji verimi %13,92 iken 800°C sıcaklıkta

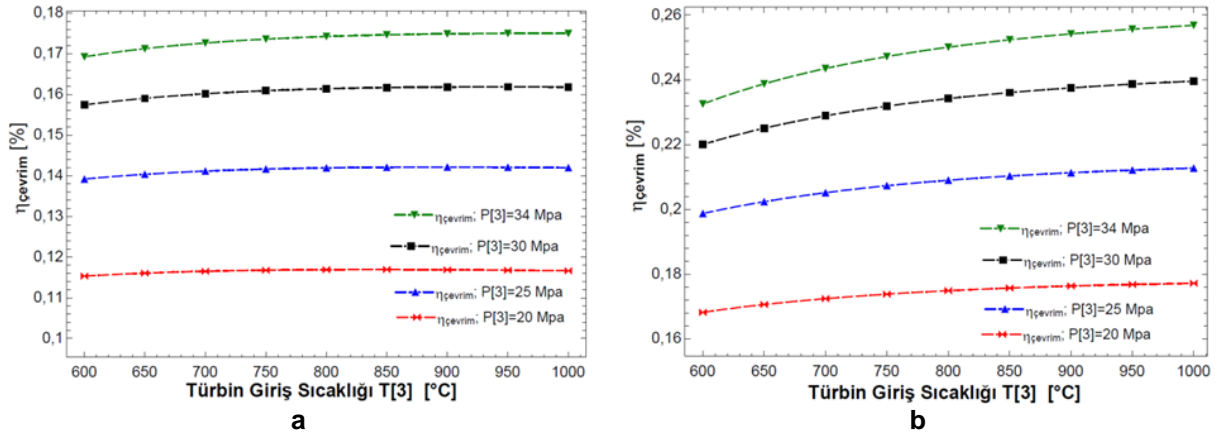
Süperkritik Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi

%14,21 ile maksimum verime ulaşmakta ve 1000°C sıcaklıkta %14,20 verim ile maksimumdan düşerek devam etmektedir. Hava (b) Brayton çevriminde ise sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklıkları artırıldığında çevrim verimine olan etkisi az olmakla birlikte maksimum verime ulaşmak için sıcaklık 1000°C'nin üzerindeki sıcaklıklarda olduğu görülmektedir. S-CO₂

(a) ve Hava (b) Brayton çevrimi için türbin giriş sıcaklıkları ile çevrim ekserji verimi ve türbin çıkış sıcaklıkları değişimi Şekil 13'de belirtilmektedir. Her iki çevrimde de görüldüğü gibi sabit türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklıkları arttığında ekserji verimi azalmaktadır.



Şekil 11. a. S-CO₂, b. Hava Brayton çevrimi, farklı basınç oranlarında kompresör verimlerinin çevrim net güce etkisi

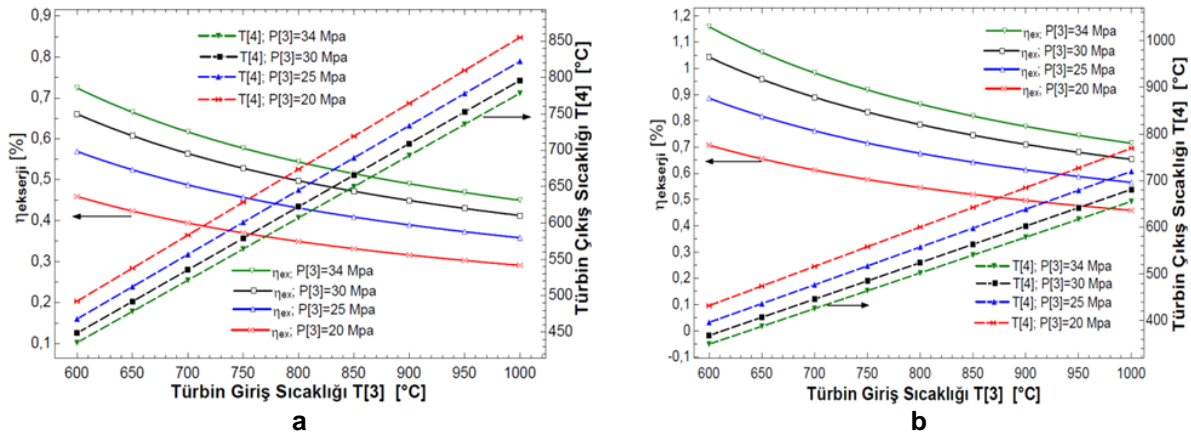


Şekil 12. a. S-CO₂, b. Hava Brayton çevrimi türbin giriş sıcaklıkları ile çevrim enerji verimi değişimi

Tablo 1. S-CO₂ Brayton çevriminde sabit basınçta türbin sıcaklıklarının çevrim enerji verimine olan etkisi

P[3]	T[3]									
	600°C	650°C	700°C	750°C	800°C	850°C	900°C	950°C	1000°C	
20 MPa	0,1153	0,1161	0,1165	0,1168	0,1169	0,1169	0,1169	0,1168	0,1166	
25 MPa	0,1392	0,1404	0,1412	0,1417	0,1419	0,1421	0,1421	0,1421	0,1420	
30 MPa	0,1574	0,1591	0,1602	0,1609	0,1614	0,1617	0,1618	0,1619	0,1618	
34 MPa	0,1693	0,1713	0,1727	0,1736	0,1743	0,1747	0,1749	0,1750	0,1750	

Süperkritik Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi



Şekil 13. a. S-CO₂, b. Hava Brayton çevrimi türbin giriş sıcaklıkları ile çevrim ekserji verimi ve türbin çıkış sıcaklıkları değişimi

SONUÇ

Gaz türbini çevrimleri endüstriyel tesislerde kullanılmakla kalmayıp günümüzde savunma sanayi, uluslararası yük ve taşımacılık yapan gemilerde de sıkça tercih edilmektedir. Gaz türbinlerinin kullanım alanlarının artmasıyla üretilmek istenen enerjinin maliyetinin düşürülmesi için düşük dereceli atık ısı kaynaklarının etkin bir şekilde kullanılmasına yönelik çalışmalar her geçen gün daha fazla dikkat çekmektedir. Ancak maliyetlerin düşürülmesi için sadece atık ısı kaynaklarından faydalanmak tek başına yeterli değildir. Sistemde farklı akışkanlar kullanarak hem yüksek verim elde edilebilir hem de maliyetler en aza indirilebilir. Türbin giriş parametrelerinin yükselmesi, daha yüksek güç üretim verimi anlamına gelmektedir. Daha yüksek verim de sistemde, daha düşük emisyonların elde edilmesine yol açmaktadır. Bu sebeple türbin giriş sıcaklığının ve basıncının artırılması, enerjinin etkin kullanılması ve çevrenin korunması açısından büyük önem arz etmektedir. Ancak türbin giriş sıcaklığı yükseldiğinde türbin kanatçıklarının yüzeyinde akma meydana gelmekte ve sıcaklık 621°C'nin üzerine yükseltilememektedir (Dostal ve ark., 2004). Bunun önüne geçmek için türbin çelik malzemelerin yüzeyleri nikel alaşım ile kaplanmakta ve bu da maliyeti arttırmaktadır. Fakat türbin boyutları, bu üretimin geri dönüşebilir olmasının önünde engeldir. Bu durumda türbin boyutlarının küçülmesi, önemli bir kolaylık olacaktır. Bunun için aynı türbin giriş şartlarında, yoğun bir çevrim akışkanının kullanılmasına ihtiyaç vardır. Hem güvenlik hem de çevresel kriterler göz önüne alındığında, en makul çözümün çevrim akışkanı olarak CO₂'in tercih edilmesi olacaktır. CO₂ akışkanı sayesinde türbin ebatlarını çok küçük boyutlara düşürerek ilk yatırım maliyetlerini en aza indirmekle kalmayıp, sistemin performansının maksimum

seviyelere yükseltmekle ve diğer akışkanlar ile rekabet edebilmektedir.

Bu çalışmada Süperkritik CO₂ Brayton ve Hava Brayton çevriminin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Her iki çevrim içinde türbin giriş basıncı arttırıldığında çevrim enerji-ekserji verimi ve çevrim net gücü arttığı görülmektedir. Sabit türbin giriş basıncında ise türbin giriş sıcaklıkları arttırıldığında çevrim enerji verimi ve net gücü artarken ekserji verimi azalmaktadır. Bununla birlikte çevrimler karşılaştırıldığında Hava Brayton çevriminde türbin giriş basıncı arttırıldığında çevrim net gücü maksimuma ulaşmakta daha sonra düşmektedir. S-CO₂ Brayton çevriminde ise bu durum çalışma parametrelerinin dışında olan oldukça yüksek türbin giriş basınçlarında meydana gelmektedir. Bu durumda CO₂'in termodinamik özellikleri ön plana çıkmakta ve Brayton çevrimlerinde tercih edilme sebebi olmaktadır. Karşılaştırmalara bakıldığında Hava Brayton çevrimi ve S-CO₂ Brayton çevriminde çevrim akışkanları ve bu akışkanların termodinamik özelliklerinden farklı olduğundan dolayı hava Brayton çevriminin çevrim enerji ekserji verimi değerleri daha yüksek olduğu görülmektedir. Ancak Hava Brayton çevriminde çalışma değerlerinde çevrim net gücü bir değerden sonra azaldığından dolayı uygun parametreler seçilerek çalıştırılması gerekmektedir. S-CO₂ Brayton çevriminde ise çalışma değerlerinde bu tür problemler bulunmamaktadır.

Kompresör verim değerleri incelendiğinde, aynı türbin giriş sıcaklığı için, çevrim enerji verimini maksimum yapan optimum kompresör basınç oranı, net gücü maksimum yapan değerinden daima büyük çıkmaktadır.

Çevrimde maksimum net güce ve çevrim enerji verimine ulaşmak için, düşük kompresör verimli kompresörlerde, düşük kompresör basınç oranları, yüksek

Süperkritik Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi

kompresör verimli kompresörlerde ise yüksek kompresör basınç oranları tercih edilerek sistemin çalıştırılması gerekmektedir.

S-CO₂ Brayton çevriminde elde edilen veriler göstermektedir ki diğer gaz akışkanlı güç çevrimleri için verilen verimlilik değerleri ile rekabet edebilir ölçekte. Belirli çevrim çalışma koşullarında optimum gaz ısıtıcı basıncı, artan ısı kaynağı sıcaklığı ile artmaktadır. Optimum gaz ısıtıcı basıncının yanı sıra optimum bir gaz soğutucu basıncının da elverişli çalışması gerekmektedir. Ayrıca, türbin verimliliği, çevrimin enerji verimliliği üzerinde kompresör verimliliğinden daha önemli bir etkiye sahiptir. S-CO₂ Brayton çevriminde daha yüksek verim sağlamak için ara soğutmalı, yeniden ısıtmalı ve rejeneratör gibi ekipmanlar tercih edilerek sistem daha elverişli ve ekonomik çalışacaktır.

KAYNAKLAR

- Ahn, Y., Bae, S.J., Kim, M., Cho, S.K., Baik, S., Lee, J.I., Cha, J.E. (2015). Review of supercritical CO₂ power cycle technology and current status of research and development. *Nuclear Engineering and Technology*, 47: 647–661.
- Angelino, G. (1968). Carbon dioxide condensation cycles for power production. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 90: 287-295.
- Coms, O.V. (1997). *An Investigation of the supercritical CO₂ cycle (feher cycle) for shipboard application*. Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, USA.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A. (2008). *Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla*. Güven Kitabevi, İzmir.
- Çetin, B. (2017). Basit Brayton çevriminde elektrik üretimi maliyetinin parametrik analizi. *Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilimi Dergisi*, 29(2):1-8.
- Dostal, V., Driscoll, M.J., Hejzlar, P.A. (2004). *Supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors*. Massachusetts Institute of Technology Center for Advanced Nuclear Power Technology Program, Massachusetts, USA.
- Holcomb, G.R., Doğan, Ö.N., Carney, C., Rozman, K., Hawk, J.A., Anderson, M.H. (2016). Materials performance in supercritical CO₂ in comparison with atmospheric pressure CO₂ and supercritical steam. *The 5th Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*. San Antonio, Texas, USA, 29-31.
- Horlock, J.H. (1997). Aero-engine derivative gas turbines for power generation: thermodynamic and economic perspectives. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 119(1): 119-123.
- Kato, Y., Nitawaki, T., Muto, Y. (2004). Medium temperature carbon dioxide gas turbine reactor. *Nuclear Engineering and Design*, 230(1-3): 195-207.
- Kim, H.M., Pettersen, J., Bullard, C.W. (2004). Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30: 119-174.
- Klein S.A. (2020). EES, Engineering Equation Solver, F-Chart Software. www.fchart.com/ees/ees.shtml
- Korpela S. (2011). *Principles of turbo machinery*. A John Wiley & Sons, Incules, Hoboken, New Jersey, USA.
- Muto, Y., Watanabe, N., Aritomi, M., Ishizuka, T. (2016). Dependence of thermal efficiency on receiver temperature of solar thermal Power systems combined with supercritical CO₂ gas turbine cycle and Brayton CO₂ gas turbine cycle. *The Fifth International Symposium, Supercritical CO₂ Power Cycles* March 29–31, 2016, San Antonio, Texas, USA.
- Özgür, A.E. (2014). CO₂ Soğutkanlı transkritik soğutma çevrimlerinde optimum gaz soğutucu basıncı ve literatürdeki optimum basınç denklemlerinin karşılaştırılması. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 141:43-47.
- Özgür, A.E., Ceylan, V. (2019). CO₂ akışkanlı transkritik bir güç çevriminin termodinamik analizi. 22nd Thermal Science and Technology Congress, Eylül 11-14, Kocaeli.
- Padilla, R.V., Soo Too, Y.C., Benito, R., Stein, W. (2015). Exergetic analysis of supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with solar central receivers. *Appl. Energy*, 148(C): 348–365.
- Tozlu, A., Özahi, E., Abuşoğlu, A. (2017). Organik Rankine çevrimi entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan bir gaz türbin çevriminin termodinamik ve termoekonomik analizi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 33(3): 917-928.
- Wright, S., Radel, R., Vernon, M., Rochau, G., Pickard, P. (2010). Operation and analysis of a supercritical CO₂ Brayton cycle. *Advanced Nuclear Concepts Department Sandia National Laboratories. Albuquerque, New Mexico 87185 and Livermore, California 94550*.