

Bağımsız Güç Türbinli Süperkritik Kapalı Bir Çevrimin İncelenmesi

Investigation of a Supercritical Closed Cycle with Independent Power Turbine

Volkan CEYLAN^{1*}, Arif Emre ÖZGÜR²

¹ Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Isparta, Türkiye

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

Article Info

Research Article

DOI: 10.29048/makufebed.1532250

Corresponding Author

Volkan CEYLAN

Email: volkanceylan87@gmail.com

Article History

Received: 12.08.2024

Revised: 15.10.2024

Accepted: 21.10.2024

Available Online: 26.12.2024

To Cite

Ceylan, V., & Özgür, A. E. (2024). Bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı bir çevrimin incelenmesi. *The Journal of Graduate School of Natural and Applied Sciences of Mehmet Akif Ersoy University*, 15(2), 125-136.
<https://doi.org/10.29048/makufebed.1532250>

Öz: Bu çalışmada, termodinamik özellikleriyle ön plana çıkan karbondioksit (CO₂) ile çalışan bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı Brayton çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Bu amaçla, Brayton güç çevriminin temel prensiplerine dayalı olarak çevrime bağımsız bir güç türbinini eklenmiş ve çevrim parametreleri incelenmiştir. Farklı çevrim parametrelerinde türbin giriş sıcaklık ve basıncı, kompresör basınç oranı, kompresör verimi, yüksek ve alçak (bağımsız) basınçlı türbin veriminin ve kompresör giriş sıcaklıklarının çevrimin enerji-ekserji verimine ve çevrim net gücüne etkileri incelenmiştir. Çevrimin analizi Engineering Equation Solver (EES) adlı bilgisayar programından faydalanılarak çevrimin termodinamik hesaplamaları yapılmıştır. Bununla birlikte çevrimdeki alçak basınçlı (bağımsız) türbinin çevrim üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Türbin parametreleri incelendiğinde alçak basınçlı (bağımsız) türbinin çevrim verimine doğrudan %2,64 etki ettiği tespit edilmiştir. Çevrim parametrelerinde maksimum enerji verimi %20,07 ekserji verimi %39,22 ve çevrim net gücü 306,4 kW olarak hesaplanmıştır. Güç çevrimlerinde, CO₂ türbinlerinin kullanımının sağladığı faydalar ve alçak basınçlı (bağımsız) türbinin çevrime etkileri değerlendirilmiştir. CO₂ türbinleri ile ilgili elde edilebilecek kazanımlar tartışılmıştır. Bağımsız güç türbinini özelinde, süperkritik karbondioksit (S-CO₂) çevrimlerinin performansını inceleyen bir çalışma literatürde mevcut değildir.

Anahtar Kelimeler: Bağımsız güç türbinini, süperkritik çevrim, termodinamik analiz, enerji, ekserji.

ABSTRACT: In this study, thermodynamic analysis of the supercritical closed Brayton cycle with independent power turbine operating with carbon dioxide (CO₂), which stands out with its thermophysical properties, was performed. For this purpose, an independent power turbine was added to the cycle based on the basic principles of the Brayton power cycle and the cycle parameters were examined. The effects of turbine inlet temperature and pressure, compressor pressure ratio, compressor efficiency, high and low (independent) pressure turbine efficiency and compressor inlet temperatures on the energy-exergy efficiency and cycle net power of the cycle were investigated in different cycle parameters. The cycle was analyzed using the computer program called Engineering Equation Solver (EES) and thermodynamic calculations of the cycle were performed. In addition, the effects of the low-pressure (independent) turbine in the cycle on the cycle were evaluated. When the turbine parameters were examined, it was determined that the low-pressure (independent) turbine directly affected the cycle efficiency by 2.64%. In the cycle parameters, the maximum energy efficiency was calculated as 20.07%, the exergy efficiency as 39.22% and the cycle net power as 306.4 kW. In power cycles, the benefits of using CO₂ turbines and the effects of low-pressure (independent) turbines on the cycle were evaluated. The gains that can be obtained from CO₂ turbines were discussed. In the literature, there is no study examining the performance of supercritical carbon dioxide (S-CO₂) cycles, especially in the case of independent power turbines.

Keywords: Independent power turbine, supercritical cycle, thermodynamic analysis, energy, exergy.

1. GİRİŞ

Günümüzde artan fosil yakıt tüketiminin küresel ısınma, hava kirliliği ve iklim değişikliği gibi ciddi çevresel etkileri nedeniyle, güneş, rüzgâr ve hidroelektrik gibi yenilenebilir enerji kaynakları ile endüstriyel atık ısı gibi alternatif enerji kaynaklarının kullanımı, enerji verimliliğini artırarak fosil yakıt bağımlılığını azaltmada önemli bir rol oynamaktadır (Guo vd., 2022). Bu enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılabilmesi için organik Rankine çevrimi (ORC), Kalina çevrimi ve Brayton çevrimi gibi güç üretim çevrimleri geliştirilmiştir (Xia vd., 2018). CO₂ akışkanlı süperkritik Brayton çevrimi ise modern enerji sistemlerinde devrim niteliğinde bir yenilik olarak öne çıkmaktadır. Geleneksel gaz türbinleri ve çevrim teknolojilerinin sınırlarını zorlayarak, CO₂'in süperkritik bölgedeki özelliklerinden faydalanır ve enerji dönüşüm süreçlerini daha verimli ve çevre dostu hale getirir. Süperkritik karbondioksitin (S-CO₂) yüksek sıcaklık ve basınçlarda gösterdiği üstün termodinamik performans, özellikle enerji üretimi ve endüstriyel uygulamalarda büyük avantajlar sağlar. CO₂ akışkanı düşük sıcaklık ve basınçlarda (T=30 °C P=7,38 MPa) kritik noktaya ulaşır. Bununla birlikte ozon delme potansiyelinin (ODP) 0, küresel ısınma potansiyeli (GWP) ise 1'dir. Ayrıca toksik, aşındırıcı, yanıcı ve patlayıcı değildir. Bol miktarda stok edilebilir ve makul bir fiyata sahiptir (Chen vd., 2010). Enerji verimliliğini artırma, çevresel etkileri azaltma ve sürdürülebilir enerji çözümleri geliştirme hedefiyle yapılan bu araştırmalar, CO₂ akışkanlı süperkritik Brayton çevrimini geleceğin enerji teknolojileri arasında önemli bir konuma taşımaktadır.

Enerji çözümlerini geliştirme amacıyla Jiang vd. (2023), transkritik CO₂ Brayton çevrimi ve transkritik Rankine çevriminin termal performansını incelemiş ve bu çevrimleri süperkritik Brayton çevrimleriyle karşılaştırmıştır. Çalışma, transkritik Brayton çevriminin enerji verimliliği ve net gücünün daha yüksek olduğunu göstermiştir. Kim vd. (2012) düşük ve yüksek sıcaklıklarda ısı kaynakları kullanan bir transkritik CO₂ güç çevrimi ile süperkritik CO₂ güç çevrimlerini karşılaştırmışlardır. Ding vd. (2015), teorik analizi, transkritik CO₂ güç çevrimlerinin organik akışkanlar (R22, R600, R123, R134a, R12) kullanan güç çevrimlerinden daha yüksek enerji verimliliği sağladığını ortaya koymuştur. Ishiyama vd. (2008), prototip füzyon güç reaktörleri için buhar, helyum ve CO₂ çevrimleri arasında bir karşılaştırma yapmış ve süperkritik CO₂ Brayton çevriminin verimliliği ve türbin kompaktlığı nedeniyle önermiştir. Liu vd. (2019), farklı S-CO₂ Brayton çevrim düzenlerinin karşılaştırmalı modellenmesi ve optimizasyonu üzerinde çalışmalar yapmıştır. Kumar ve Srinivasan (2016), güneş enerjisi üretiminde alt kritik, transkritik ve süperkritik CO₂ koşulları üzerine çalışarak, sıkıştırma işini azaltmak için termal sıkıştırmanın potansiyel avantajlarını ve kısıtlamalarını belirlemiştir. Çalışmaları ayrıca, doymuş hidrokarbonlarla bir karışımda S-CO₂'nin kritik özelliklerini ve ısı değiştiricilerdeki ısı transferi sorunlarını değiştirmek için uygulanabilirliğini araştırmışlar. Mecheri ve Le Moullec (2016), S-CO₂ çevriminin kömürle çalışan elektrik

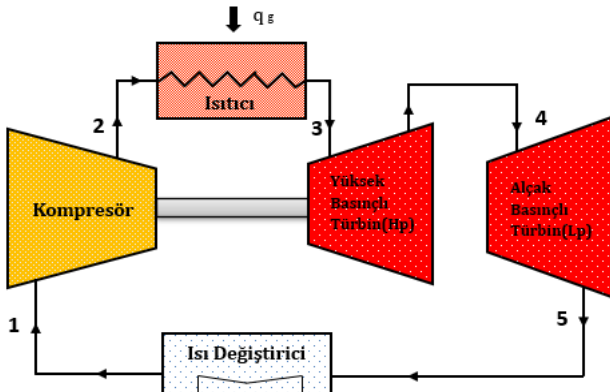
santrallerindeki uygulama performansını incelemişlerdir. Sonuçlar, geleneksel çevrimle karşılaştırıldığında, yeniden sıkıştırma çevriminin verimliliğinin %4,5 arttığını; yeniden ısıtma işlemi olmayan temel çevrimle karşılaştırıldığında, tek bir yeniden ısıtma çevriminin verimliliğinin %1,5 arttığını belirtmişler. Park vd. (2018), S-CO₂ kömürle çalışan elektrik santralının verimliliği ve maliyetini hesaplamıştır. Çalışmasının neticesinde, buharlı Rankine çevrimli elektrik santraliyle karşılaştırıldığında, S-CO₂ kömürle çalışan elektrik üretim sisteminin daha yüksek verimliliğe ve daha düşük maliyete sahip olduğunu belirtmişlerdir. Zhou vd. (2018), S-CO₂ kömür yakıtlı elektrik santrali için her bir bileşenin geri döndürülemez kaybı üzerinde sistem parametrelerinin ve yapısının etkilerini analiz ederek, sistem parametrelerindeki ve yapılarındaki değişikliklerin reküperatör ve soğutucu üzerinde en önemli etkiye sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Zhang vd. (2007), bir genleştirici veya türbin yerine gaz keleşi valfi kullanan deneysel sistemleriyle transkritik CO₂ güç çevriminin verimliliğini incelemişler. Pan vd. (2016), bir transkritik CO₂ güç çevrimi kurarak 1,1 kW sabit elektrik gücü elde etmiş ve bu çevrimi motor egzozundan atık ısı geri kazanımında kullanmışlardır. Sun vd. (2012), güneşle sıvılaştırılmış doğal gaz hibrit tahrikli transkritik CO₂ güç çevriminde bir hidrojen üretim sürecinin ekserji analizini ve optimizasyonunu gerçekleştirmişler; bu çevrimde sıvılaştırılmış doğal gaz ile CO₂'i yoğunlaştırmak için yeterli düşük sıcaklığı sağlayabildiklerini belirtmişlerdir. Zhao vd. (2015), basınçlı hava enerji depolama ve transkritik CO₂ güç çevrimini entegre eden hibrit bir sistemi sıvı doğal gaz kullanarak çalıştırmışlardır. Pan vd. (2015), CO₂ bazlı bir karışım kullanan transkritik güç çevrimlerinin, kritik sıcaklığı yükselterek yoğunlaşma sorununu çözebileceğini belirtmişlerdir. Ayrıca, soğutma problemini önlemek için yeni bir transkritik CO₂ güç çevrimi olan kendi kendini yoğunlaştıran transkritik CO₂ güç çevrimini önermiş ve bunu düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarıyla teorik bir yaklaşım kullanarak analiz etmişlerdir. Bu yeni çevrim hem düşük hem de yüksek sıcaklıklı ısı kaynakları için uygun olarak geliştirilmiştir. Xia vd. (2018), CO₂ bazlı karışım kullanan transkritik güç çevriminin termodinamik ve termoeconomik performansını incelemişlerdir. Amare vd. (2016), bağımsız güç türbinli çevrimde kompresördeki tahribatları, alçak basınçlı ve yüksek basınçlı güç türbin erozyonunun motora bağlı parametreler üzerindeki etkilerini ayrı ayrı ve birlikte olarak incelemişler. Chen vd. (2023) çalışmalarında enerji santralinde kullanılmak üzere basit Brayton çevrimi, bağımsız güç türbinli açık Brayton çevrimini ve kombine Brayton güç çevrimlerinin karşılaştırarak en verimli çevrimin hangisi olduğunu tespit etmeye çalışmışlardır. Yapılan hesaplamalar neticesinde en yüksek verim %37 ile bağımsız türbinli açık Brayton çevrimi olduğunu tespit etmişlerdir.

Bu çalışmada, termofiziksel özellikleriyle ön plana çıkan CO₂ ile çalışan bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı Brayton çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Bu amaçla, basit Brayton güç çevriminin temel prensiplerine dayalı olarak çevrime bağımsız bir güç türbinini eklenmiş ve

çevrim parametreleri incelenerek literatürdeki süperkritik CO₂ Brayton çevriminden daha verimli bir çevrim elde edilmeye çalışılmıştır. Bağımsız güç türbini özelinde, süperkritik CO₂ çevrimlerinin performansını inceleyen bir çalışma literatürde mevcut değildir.

2. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölümde bağımsız güç türbinli süperkritik karbondioksit (S-CO₂) kapalı çevrimin enerji ve ekserji analizlerinde bilinmesi gereken temel termodinamik kavramların açıklamaları yapılacaktır. Alışılmış Brayton çevrimi esasına göre çalışan bir gaz türbin çevrimine bağımsız olarak bir türbin eklenmiştir. Bu esaslar doğrultusunda bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı bir çevrim için termodinamiğin I. ve II. kanunu analiz edilmiştir. Bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı çevrimin modellenmesi Şekil 1'de verilmiştir.



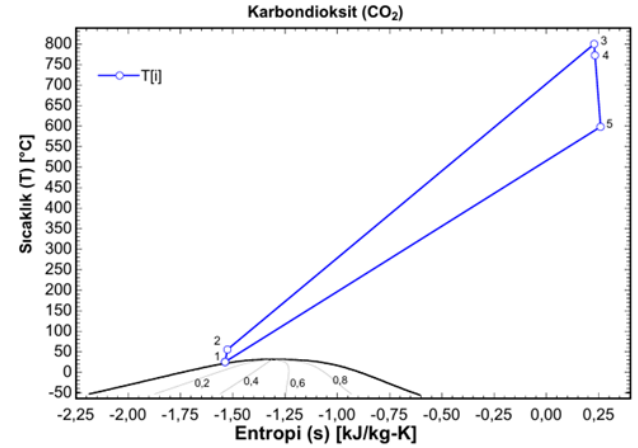
Şekil 1. Bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı çevrimin sistem şeması

Farklı akışkanlar kullanılarak bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı bir çevrimin karşılaştırılması amacıyla termodinamik analizler için bazı kabuller aşağıda belirtilmiştir:

- Çevrim bileşenlerinden olan ısı kayıpları ve bileşenler içindeki akışkana ait basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Sistemin sürekli rejim şartlarında olduğu kabul edilmiştir.
- Kinetik enerji ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.
- Ortam sıcaklığı 22 °C, basıncı ise 101,325 kPa kabul 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 160000 kPa ile 34000 kPa arasındaki değerlerde çalışılmıştır.
- Türbin giriş sıcaklıkları 800 °C ile 1200 °C arasında değişmektedir. Türbin ve kompresör izantropik verimleri sırasıyla %90 ve %89'dur.

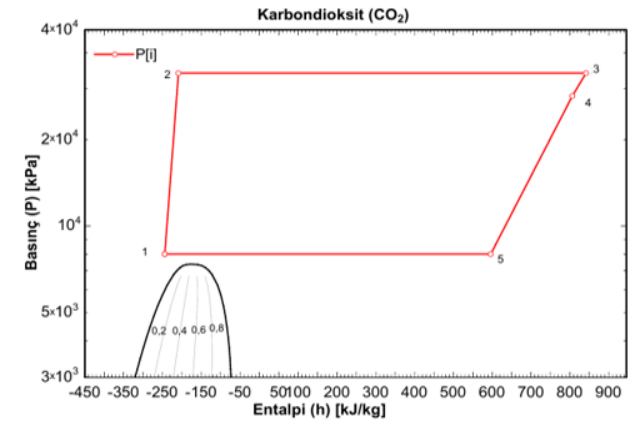
- Çevrim elemanlarının sistemdeki performansını değerlendirmek amacıyla kompresör verimi, yüksek basınçlı türbin verimi ve alçak basınçlı (bağımsız) türbin verimi %70 ile %89 arasındaki değerler alınmıştır.

Bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı çevrimin T-s diyagramı Şekil 2'de verilmiştir.



Şekil 2. Bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı çevrim T-s diyagramı

Bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı çevrimin P-h diyagramı Şekil 3'te verilmiştir.



Şekil 3. Bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı çevrim P-h diyagramı

Bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı çevrimin termodinamik analizinde kullanılan kütle, enerji, ekserji ve entropi denge denklemleri aşağıda verilmiştir.

Kütlenin korunumu denklemi: Süreklilik denklemi olarak da ifade edilen kütlenin korunumu denklemi termodinamik sistemlerin analizinde kullanılan temel ilkedir. Bir sistemde giren ve çıkan kütle debilerinin zamana göre değişiklik gösterdiği kütle miktarı arasındaki ilişkiyi Denklem 1'de ifade edilmektedir (Çengel ve Boles, 2008).

$$\Sigma \dot{m}_g = \Sigma \dot{m}_ç \quad (1)$$

Enerjinin korunumu: Kontrol hacmindeki enerji değişiminin giren enerji ile çıkan enerji arasındaki farka eşittir. Sürekli

akışlı açık sistemlerde kontrol hacminin toplam enerjisi sabit kalır. Enerji korunumu ilkesi Denklem 2'deki gibi ifade edilir (Çengel ve Boles, 2008).

$$\begin{aligned} \Sigma \dot{m}_g \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_g + \Sigma \dot{Q}_g + \Sigma \dot{W}_g \\ = \Sigma \dot{m}_c \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_c + \Sigma \dot{Q}_c + \Sigma \dot{W}_c \end{aligned} \quad (2)$$

Entropi Dengesi: Entropi, enerji ve kütle gibi, kapsamlı bir özelliktir. Madde akışları yoluyla bir kontrol hacminin içine veya dışına aktarılabilir. Bir proses içinde üretilen entropi üretimi olarak adlandırılır. Kontrol hacmi için entropi değişimi Denklem 3'teki gibi ifade edilebilir.

$$\Sigma \dot{m}_g s_g + \Sigma \left(\frac{\dot{Q}}{T} \right)_g + \dot{S}_{\dot{u}} = \Sigma \dot{m}_c s_c + \Sigma \left(\frac{\dot{Q}}{T} \right)_c \quad (3)$$

Ekserji Dengesi: Enerjiden farklı olarak ekserji korunamaz. Bu nedenle, ekserji yıkımı, sistemlerin ekserji analizi için anahtar bir parametredir. Ekserji yıkımı, sistem içinde tersinmezlik nedeniyle kaybolan iş olarak tanımlanmaktadır. Sistemde oluşan ekserji yıkımı sistemden üretilen entropi üretimiyle ilişkilidir. Ekserji dengesi Denklem 4'deki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} \Sigma \dot{m}_g ex + \Sigma \dot{E}x_g^Q + \Sigma \dot{E}x_g^W \\ = \Sigma \dot{m}_c ex + \Sigma \dot{E}x_c^Q + \Sigma \dot{E}x_c^W + \dot{E}x_{ters} \end{aligned} \quad (4)$$

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5)$$

Denklem 4'te verilen ısının ve işin ekserjisi Denklem 6 ve Denklem 7'de verilen formüller kullanılarak hesaplanabilir.

$$\dot{E}x^Q = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (6)$$

$$\dot{E}x^W = \dot{W} \quad (7)$$

Sistemde meydana gelen ekserji yıkımı, entropi üretimi ve referans çevre sıcaklığının bir ürünüdür. Ekserji yıkımı Denklem 8'de verilen formül yardımıyla bulunabilir.

$$\dot{E}x_{ters} = T_0 \dot{S}_{\dot{u}} \quad (8)$$

Enerji Verimi: Bir sistemin verimliliği o sistemin performansının bir ölçüsü olarak tanımlanabilir. Bir termodinamik süreç veya sistem için enerji verimliliği, sistemin faydalı çıktısının sisteme giren enerjiye oranı olarak tanımlanır (Dincer, 2018). Enerji verimi Denklem 9'da verilen formül yardımıyla bulunabilir.

$$\eta_{en} = \frac{\text{Faydalı enerji çıktısı}}{\text{Sisteme giren enerji}} = \frac{\dot{W}_{net}}{Q_g} \quad (9)$$

Ekserji Verimi: Termodinamik sistemlerin ekserji verimliliği veya ikinci yasa analizi, sistem performansının daha iyi anlaşılmasını sağlamaktadır. Ekserji verimliliği kavramı, sistemin iyileştirme potansiyeli hakkında bilgi vermektedir

(Dincer, 2018). Enerji verimi Denklem 10'da verilen formül yardımıyla bulunabilir.

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Faydalı enerji çıktısı}}{\text{Sisteme giren enerji}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_{Q_g}} \quad (10)$$

Bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı bir çevrimde bulunan kompresör, ısıtıcı, türbin ve ısı değiştirici gibi ekipmanların birinci ve ikinci yasa çözümlemesi olan kütle, enerji, ekserji ve entropi denge denklemleri aşağıda belirtilmiştir.

Kompresör:

Çevrimdeki ekipmanlardan biri olan kompresörün görevi sistemdeki akışkanı basınçlandırmaktır. Kompresörün giriş ve çıkış durumlarına göre kütle, enerji, ekserji ve entropi denge denklemleri uygulandığında aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{komp} \quad (11)$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{komp} (h_2 - h_1) \quad (12)$$

$$\dot{E}_{ters,komp} = \dot{m}_{komp} (e_{ex1} - e_{ex2}) + \dot{W}_{komp} \quad (13)$$

$$\dot{S}_{\dot{u},komp} = \dot{m}_{komp} (s_2 - s_1) \quad (14)$$

$$\eta_{komp} = \frac{h_{s2} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (15)$$

Kompresörde sürtünmeden meydana gelen tersinmezlikler ve ani sıkıştırma dikkate alındığında ekserji verimi,

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{ex1} - \dot{E}_{ex2}}{\dot{W}_k} = \frac{\dot{m}_k ((h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2))}{\dot{W}_k} \quad (16)$$

Isıtıcı:

Çevrimde dolaşan akışkan ısıtıcı tarafından sıcaklığı yükselmektedir. Enerji, ekserji ve entropi denge denklemleri uygulandığında aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$T_k = T_s \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{is} = \dot{m}_{is} (h_3 - h_2) \quad (18)$$

$$\dot{E}_{ters,is} = \dot{m}_{is} (e_{x2} - e_{x3}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_s} \right) \dot{Q}_{is} \quad (19)$$

$$\dot{S}_{\dot{u},is} = \dot{m}_t (s_3 - s_2) - \frac{\dot{Q}_{is}}{T_0} \quad (21)$$

Çevre ile ısıtıcıda entropi akışı ve ısı transferinden dolayı tersinmezlikler meydana gelmektedir. Isıtıcıdaki tersinmezlikler dikkate alındığında ekserji verimi aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\eta_{ex,1s} = \frac{(1-\frac{T_0}{T_3})\dot{Q}_{1s}}{\dot{m}_{1s}(e_{x3}-e_{x2})} = \frac{(1-\frac{T_0}{T_3})\dot{Q}_{1s}}{\dot{m}_{1s}((h_3-h_2)-T_0(s_3-s_2))} \quad (22)$$

Türbin:

Türbin çevrimde maliyeti doğrudan etkileyen, enerji üreten ve üretilen enerjinin verimliliğini sağlayan ekipmandır. Türbin için kütle, enerji, ekserji ve entropi denklemleri şu şekilde ifade edilebilir.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{türbin1} \quad (23)$$

$$\dot{W}_{türbin1} = \dot{m}_{türbin1}(h_3 - h_4) \quad (24)$$

$$\dot{E}_{ters,türbin1} = \dot{m}_{türbin1}(e_{x3} - e_{x4}) + \dot{W}_{türbin1} \quad (25)$$

$$\dot{S}_{ü,türbin1} = \dot{m}_{türbin1}(s_4 - s_3) \quad (26)$$

Türbindeki verim Denklem 27'deki gibi ifade edilir.

$$\eta_{HP,Türbin} = \frac{h_4-h_3}{h_{s,4}-h_3} \quad (27)$$

Türbinde sürtünme ve genişmeden dolayı oluşan tersinmezlikler dikkate alındığında türbinin ekserji verimi Denklem 28'deki gibi ifade edilir.

$$\eta_{ex,türbin1} = \frac{\dot{W}_{türbin1}}{\dot{E}_{ex3}-\dot{E}_{ex4}} = \frac{\dot{W}_{türbin1}}{\dot{m}_{türbin1}((h_3-h_4)-T_0(s_3-s_4))} \quad (28)$$

Bağımsız türbin:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{türbin2} \quad (29)$$

$$\dot{W}_{türbin2} = \dot{m}_{türbin2}(h_4 - h_5) \quad (30)$$

$$\dot{E}_{ters,türbin2} = \dot{m}_{türbin2}(e_{x4} - e_{x5}) + \dot{W}_{türbin2} \quad (31)$$

$$\dot{S}_{ü,türbin2} = \dot{m}_{türbin2}(s_5 - s_4) \quad (32)$$

Bağımsız türbindeki verim Denklem 33'deki gibi ifade edilir.

$$\eta_{LP,Türbin} = \frac{h_5-h_4}{h_{s,5}-h_4} \quad (33)$$

Bağımsız güç türbininde sürtünme ve genişmeden dolayı oluşan tersinmezlikler dikkate alındığında türbinin ekserji verimi Denklem 34'teki gibi ifade edilir.

$$\eta_{ex,türbin2} = \frac{\dot{W}_{türbin2}}{\dot{E}_{x4}-\dot{E}_{x5}} = \frac{\dot{W}_{türbin2}}{\dot{m}_{türbin2}((h_4-h_5)-T_0(s_4-s_5))} \quad (34)$$

Isı Değiştirici:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{id} \quad (35)$$

$$\dot{Q}_{id} = \dot{m}_{id} \cdot (h_5 - h_1) = c_p(T_5 - T_1) \quad (36)$$

$$\dot{E}_{ters,id} = \dot{m}_{id} \cdot T_0 \cdot \left[(s_1 - s_5) + \frac{q_{id}}{T_0} \right] \quad (37)$$

$$\dot{S}_{ü,id} = \dot{m}_{id}(s_5 - s_1) \quad (38)$$

Çevrimin enerji ve ekserji verimi;

$$\eta_{ID} = \frac{T_5-T_1}{T_5-T_{1s}} \quad (39)$$

$$\eta_{çevrim,en} = \frac{W_{net}}{Q_{Yanma O.}} \quad (40)$$

$$\eta_{çevrim,ex} = \frac{(h_4-h_5)}{(e_3-e_2)} \quad (41)$$

3. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu bölümde bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı bir çevrimin incelenmesinde çevrim akışkanı olarak CO₂ akışkanı kullanılmasında materyal ve yöntem bölümündeki formüller takip edilerek Engineering Equation Solver (EES) programında çeşitli parametrelerde çevrim performansına etkileri incelenmiştir.

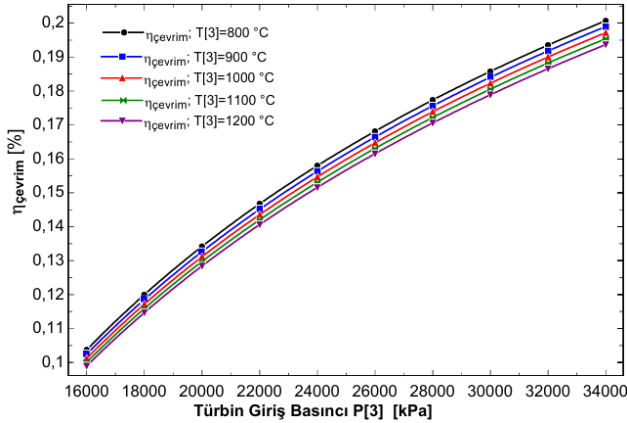
CO₂ akışkanlı bağımsız güç türbinli süperkritik kapalı bir çevrimin termodinamik analizinde Tablo 1'de belirtilen sistem çalışma parametreleri kullanılmıştır. Ekipmanlardaki verim ve diğer değerlerdeki farklılıkları belirtmek için yapılan değerlerin değişiklikleri ayrıca belirtilmiştir.

Tablo 1. CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevrimin çalışma parametreleri

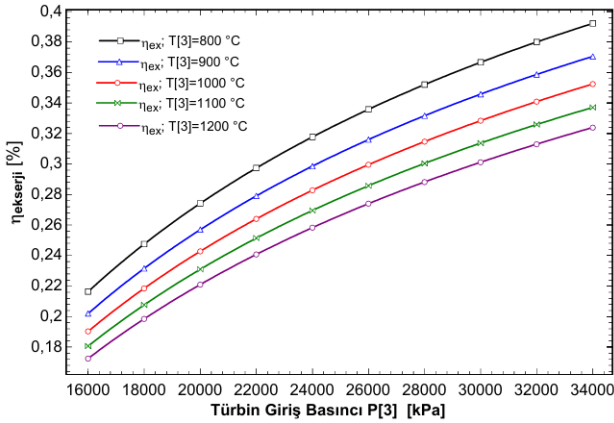
Parametre	Değer
Kompresör giriş basıncı [kPa]	8000
Kompresör giriş sıcaklığı °C	25
Kompresör izantropik verimi [%]	89
Yüksek basınç türbin (Hp) izantropik verimi [%]	90
Alçak basınç türbin (Lp) izantropik verimi [%]	90

Çevrimin yüksek türbin giriş basınç ve sıcaklıklardaki enerji, ekserji verimi ve çevrimin net gücündeki değişimler Şekil 4, Şekil 5 ve Şekil 6'da verilmiştir. Süperkritik seviyelerde sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basınç değerleri arttıkça çevrimin enerji, ekserji verimi ve çevrimin net gücü artmaktadır. Sabit türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı artırıldığında çevrim enerji ve ekserji verimi azalırken çevrim net gücü artmaktadır. Bu bağlamda bağımsız türbininin çevrime olumlu etkileri ön plana çıkmaktadır. Basit Brayton çevrimlerinde sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığı artırıldığında çevrimin enerji verimi de bir miktar artmaktadır. Bağımsız türbin sayesinde çevrimin enerji verimini arttırmak için türbin giriş sıcaklıklarında ultrasüperkritik sıcaklıklara gerek duyulmamaktadır. 34000 kPa ile en yüksek türbin giriş basıncında, türbin giriş sıcaklığı 800 °C'den 1200 °C değerlerine çıkarıldığında çevrim verimi %3,9 ekserji verimi %17,4 azalırken çevrimin net gücü ise %47 artmaktadır. En yüksek enerji ve ekserji verimi 800 °C türbin giriş sıcaklığında ve 34000 kPa türbin giriş basıncında enerji verimi %20,07 ekserji verimi %39,22'dir. En yüksek çevrim

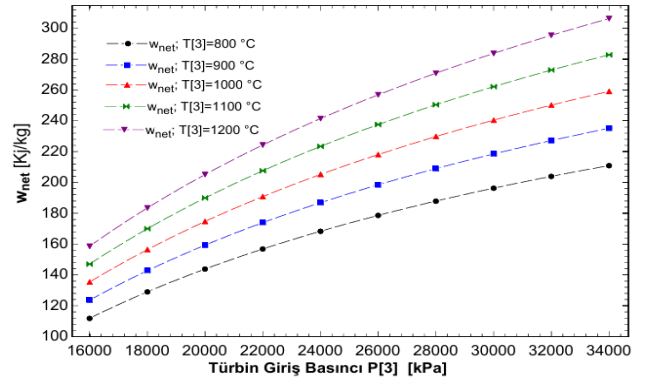
net gücü ise 1200 °C türbin giriş sıcaklığında ve 34000 kPa türbin giriş basıncında 306,4 kW olduğu görülmektedir.



Şekil 4. Türbin giriş basınçlarında CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevriminin enerji verimi değişimleri



Şekil 5. Türbin giriş basınçlarında CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevriminin ekserji verimi değişimleri



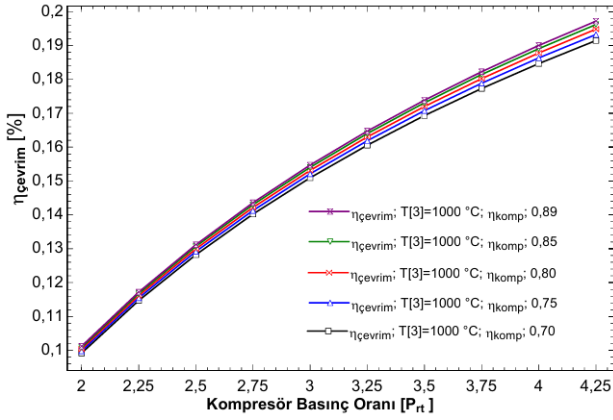
Şekil 6. Türbin giriş basınçlarında CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevriminin çevrim net gücünün değişimleri

Tablo 2’de 800 °C yüksek basınç türbin giriş sıcaklığında farklı türbin giriş basınçlarındaki yüksek ve alçak (bağımsız) türbin giriş sıcaklıkları (T=4 ve T=5), yüksek basınç türbin çıkış basınç değerleri, yüksek ve alçak basınç türbin güçleri verilmiştir. Türbin giriş basınçları arttıkça yüksek ve alçak basınç türbininin gücü de artmaktadır. Türbinlerde elde edilen güç sayesinde türbinden çıkan akışkanın sıcaklığı da düşmektedir. 34000 kPa türbin giriş basıncı ve 800 °C yüksek basınç türbin giriş sıcaklığında türbin çıkış sıcaklığı 772,3 °C alçak basınç türbin çıkış sıcaklığı da 598,2 °C’dir.

Performans değerlerinin hesaplamasında Şekil 7, Şekil 8 ve Şekil 9’da sabit kompresör giriş sıcaklığı (T[1]= 25 °C) ve basıncı (P[1]=8000 kPa) ile sabit türbin giriş sıcaklığı (T[3]=1000 °C) altında, Tablo 1’de verilen çalışma parametrelerinden kompresör verimleri değiştirilerek, farklı kompresör verimleri için enerji, ekserji verimleri ve çevrim gücündeki değişimleri verilmiştir. Şekiller incelendiğinde sabit türbin giriş sıcaklığında kompresör basınç oranı arttığında çevrimin enerji, ekserji verimi ve çevrimin net gücünün arttığı görülmektedir. Bununla birlikte aynı esaslarda kompresör verimi de artırıldığında çevrimin enerji, ekserji verimi ve çevrimin net gücü artmaktadır.

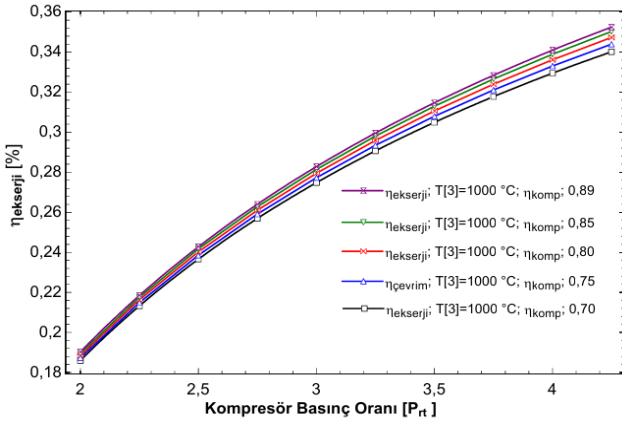
Tablo 2. Farklı türbin giriş basınçlarındaki çevrim parametre değerleri değişimleri (T[3]=800 °C)

P[3] (kPa)	P[4] (kPa)	T[2] (°C)	T[4] (°C)	T[5] (°C)	W _{Ht} (kW)	W _{Lt} (kW)
16000	15064	36,44	790,9	700,3	11,34	111,7
18000	16705	38,87	788,8	684,0	14,09	128,8
20000	18301	41,18	786,6	669,5	16,81	143,6
22000	19852	43,40	784,5	656,5	19,51	156,6
24000	21362	45,53	782,4	644,7	22,18	168,1
26000	22832	47,59	780,3	633,9	24,84	178,3
28000	24263	49,57	778,3	624,0	27,47	187,6
30000	25657	51,50	776,2	614,8	30,09	196,0
32000	27015	53,36	774,2	606,2	32,68	203,6
34000	28338	55,18	772,3	598,2	35,26	210,6

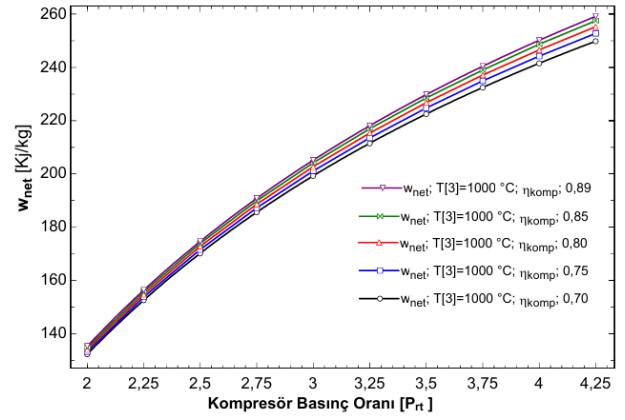


Şekil 7. CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevrimde farklı kompresör basınç oranlarının çevrim verimine etkisi

Kompresör giriş basıncı 4,25 katına çıkarıldığında akışkan yüksek basınç türbinine 34000 kPa basınçta giriş yapmaktadır. Şekil 7 ve 8 incelendiğinde çevrimin en yüksek enerji ve ekserji verimi kompresör veriminin %89'a çıkarıldığında ulaştığı görülmektedir. En yüksek türbin giriş basıncında ve %89 kompresör veriminde çevrimin enerji verimi %19,7 ve ekserji verimi %35,2'ye kadar çıkmaktadır. %89 kompresör veriminde en düşük enerji verimi %10,1 ve ekserji verimi %19'dur. Sabit türbin giriş sıcaklığında ve maksimum (34000 kPa) türbin giriş basıncında en düşük ve en yüksek kompresör verimi için çevrim enerji verimi arasındaki fark ise %0,57 ekserji verimi arasındaki fark ise %1,23 gibi yok sayılacak kadar azdır.



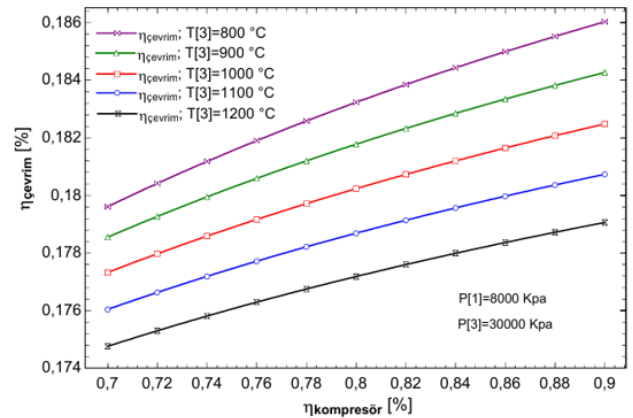
Şekil 8. CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevrimde farklı kompresör basınç oranlarının çevrim ekserji verimine etkisi



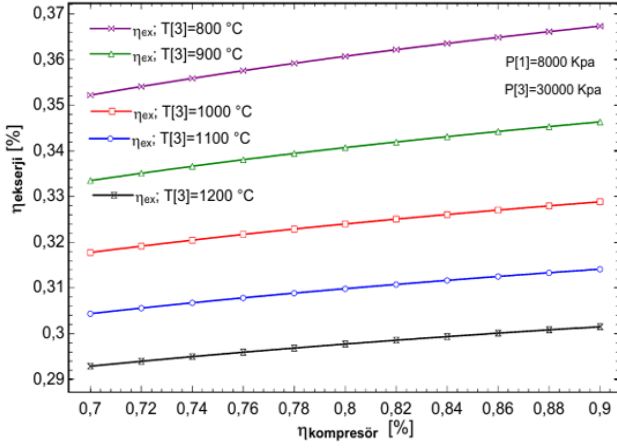
Şekil 9. CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevrimde farklı kompresör basınç oranlarının çevrim gücüne etkisi

Şekil 9 incelendiğinde çevrimin en yüksek net gücü 4,25 kompresör basınç oranında %89 kompresör veriminde 259,1 kW'tır. Çevrimin en düşük net gücü ise 2 kompresör basınç oranında %70 kompresör veriminde 132,3 kW olduğu görülmektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında ve maksimum (34000 kPa) türbin giriş basıncında en düşük ve en yüksek kompresör verimi için çevrim net gücü arasındaki fark ise 9,3 kW'tır.

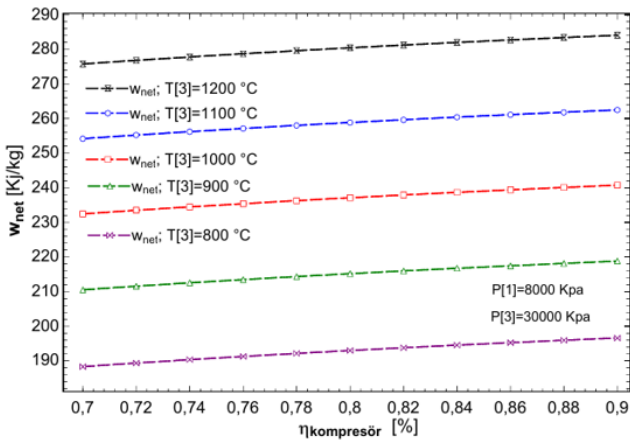
Performans değerlerinin hesaplamasında Şekil 10, Şekil 11 ve Şekil 12'de sabit kompresör giriş sıcaklığı ($T[1]=25\text{ }^{\circ}\text{C}$) ve basıncı ($P[1]=8000\text{ kPa}$) ile sabit türbin giriş basıncında ($P[3]=30000\text{ kPa}$) farklı kompresör verimleri için süperkritik türbin giriş sıcaklıklarındaki çevrimin enerji, ekserji verimleri ve çevrimin net gücündeki değişimleri verilmiştir. Sabit türbin giriş sıcaklık ve basınçlarında kompresör verimleri arttırıldığında çevrimin enerji, ekserji veriminin ve net gücünün arttığı görülmektedir. Ancak çevrim net gücündeki artışın dikkate alınabilecek bir artış olmadığı görülmektedir.



Şekil 10. CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevriminin kompresör verimi ile enerji verimi değişimi



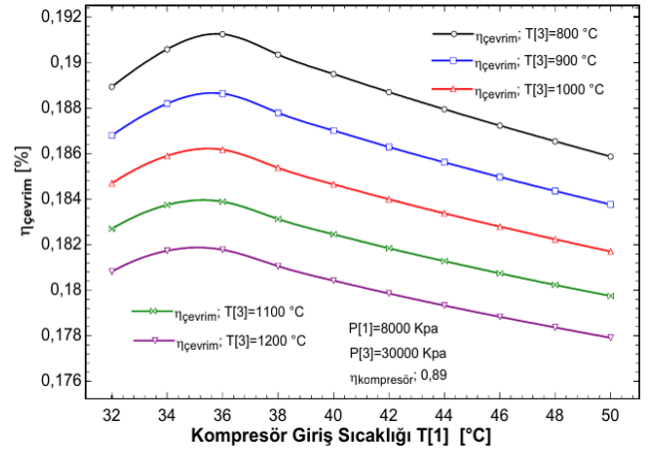
Şekil 11. CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevriminin kompresör verimi ile ekserji verimi değişimi



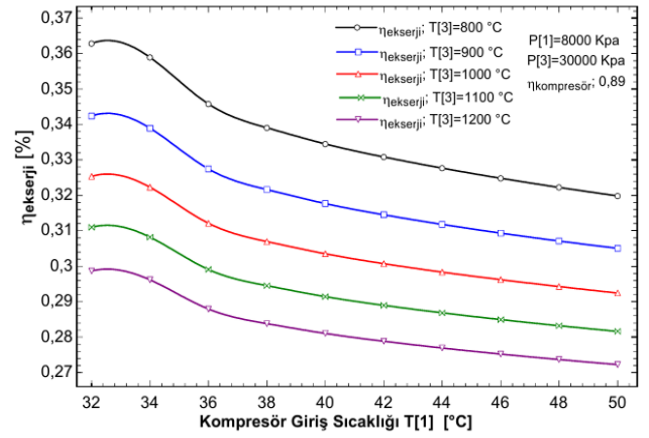
Şekil 12. CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevriminin kompresör verimi ile net gücün değişimi

Şekil 10, Şekil 11 ve Şekil 12 incelendiğinde, çevrimin en yüksek enerji ve ekserji verimi, %90 kompresör veriminde çalıştığı ve 800 °C türbin giriş sıcaklığında elde edilmektedir. Bu değerlerde enerji verimi %18,6 ekserji verimi ise %36,73'tür. Çevrim net gücünün en yüksek olduğu değer ise %90 kompresör veriminde çalıştığı ve 1200 °C türbin giriş sıcaklığında 284 kW'tır.

Kompresör giriş sıcaklığına göre CO₂ akışkanlı bağımsız türbinli güç çevriminin enerji veriminin değişimi Şekil 13'te ekserji veriminin değişimi ise Şekil 14'te verilmiştir. Farklı türbin giriş sıcaklıklarında kompresör giriş sıcaklık değerleri arttığında belli bir yere kadar en yüksek enerji verimine ulaşmakta ve bu değerden sonra hızla aşağı yönde düştüğü tespit edilmiştir. Bunun nedeni ise CO₂ akışkanının termofiziksel özelliğinden kaynaklanmaktadır. Kompresör giriş sıcaklıkları veya türbin giriş sıcaklıkları arttıkça enerji verimi düşmektedir. En yüksek enerji verimi 800°C türbin giriş sıcaklığında ve 36 °C kompresör giriş sıcaklığında %19,12'ye ulaşmaktadır.



Şekil 13. CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevrimde farklı kompresör giriş sıcaklıklarının enerji verimine etkisi

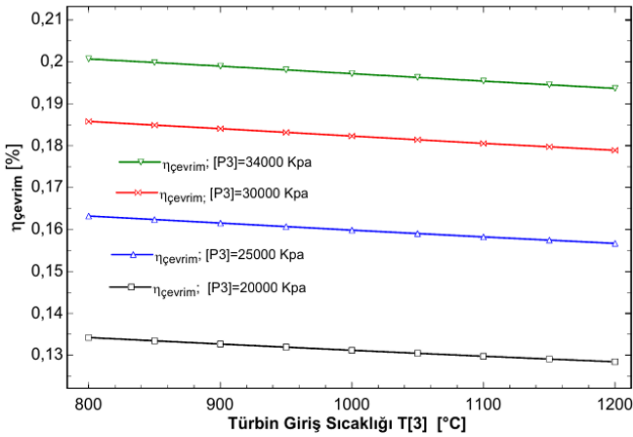


Şekil 14. CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevrimde farklı kompresör giriş sıcaklıklarının ekserji verimine etkisi

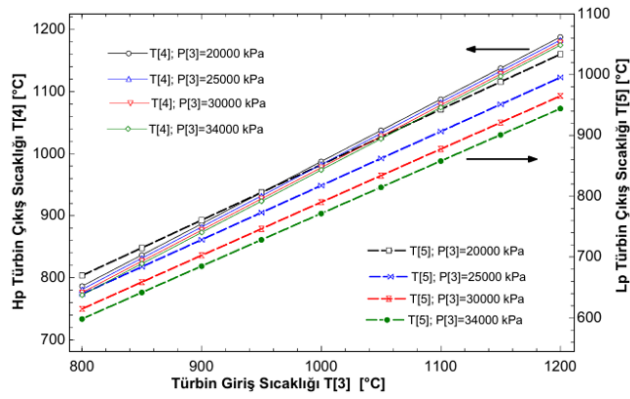
Şekil 14'te ekserji verimindeki değişimler incelendiğinde kompresör giriş sıcaklıkları arttıkça ve bundan ayrı olarak türbin giriş sıcaklıkları arttıkça çevrimin ekserji verimi azalmaktadır. En yüksek ekserji verimi en düşük türbin giriş sıcaklığında (800 °C) ve en düşük kompresör giriş sıcaklığında (32 °C) elde edilmektedir. Bu değer ise %36,83'tür. En düşük türbin giriş sıcaklığın kompresör giriş sıcaklığına göre ekserji verimine etkisindeki fark %4,3'tür.

CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç çevrimi için farklı türbin giriş sıcaklık ve basınçlarının çevrim enerji verimine etkisi ve türbin çıkış sıcaklıklarına etkisi sırasıyla Şekil 15 ve Şekil 16'da verilmiştir. Şekillerde de görüldüğü belli bir türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığının artırılması çevrim enerji verimini düşürmektedir. En yüksek türbin giriş sıcaklığında 20000 kPa türbin giriş basıncında çevrimin verimi %12,84 ile en düşük enerji verimi elde edilmektedir. Şekil 16 incelendiğinde farklı türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığı arttıkça, alçak (bağımsız) basınçlı türbin çıkış sıcaklık farkı artmaktadır. 34000 kPa yüksek basınçlı türbin giriş basıncında 800 °C türbin giriş sıcaklığında, yüksek basınçlı türbin çıkış sıcaklığı 772,3 °C iken düşük basınçlı türbin çıkış sıcaklığı 598,2 °C'dir. Aynı yüksek türbin giriş basıncında 1200 °C türbin giriş sıcaklığında, yüksek

basıncılı türbin çıkış sıcaklığı 1175 °C iken alçak basınçlı türbin çıkış sıcaklığı 944,1°C'dir.



Şekil 15. CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevrimde farklı türbin giriş basınç ve sıcaklıklarının enerji verimine etkisi



Şekil 16. CO₂ akışkanlı süperkritik bağımsız güç türbinli çevrimde farklı türbin giriş basınç ve sıcaklıklarının türbin çıkış sıcaklıklarına etkisi

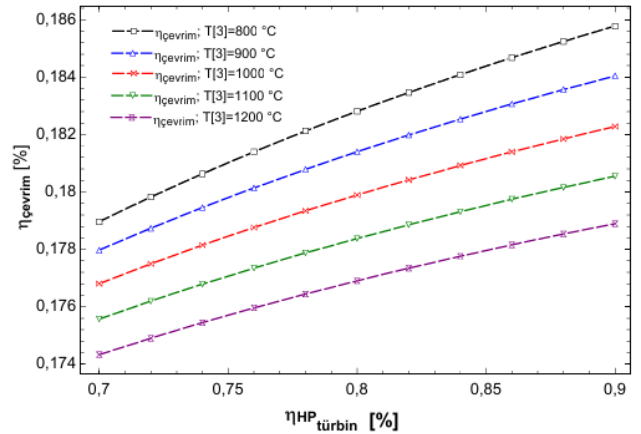
Tablo 3. Yüksek basınçlı türbinin farklı verim değerlerinde çevrim parametrelerine etkisi ($P_4 = 30000$ kPa, $T_3 = 800$ °C)

$\eta_{HP, \text{Türbin}} (\%)$	$P[4] (\text{kPa})$	$T[5] (^\circ\text{C})$	$\eta_{\text{enerji}} (\%)$	$\eta_{\text{ekserji}} (\%)$	$W_{\text{net}} (\text{kW})$
0,70	24510	620,1	0,1790	0,3532	189,1
0,74	24785	619,2	0,1806	0,3565	190,8
0,78	25034	617,9	0,1821	0,3595	192,4
0,82	25260	616,8	0,1835	0,3621	193,8
0,86	25467	615,7	0,1847	0,3645	195,1
0,90	25657	614,8	0,1858	0,3667	196,3

Yüksek basınçlı türbinin farklı verim değerlerinin çevrim parametrelerine etkisi Tablo 3'te verilmiştir. Yüksek basınçlı türbin verimi arttıkça, çevrimin enerji verimi, ekserji verimi ve net gücü de artmaktadır. 30000 kPa türbin giriş basıncı ve 800°C türbin giriş sıcaklığında, %70 türbin veriminde çalıştığında enerji verimi %17,90 ekserji veriminin ise %35,32 olduğu görülmektedir. Ayrıca, bu koşullarda çevrimin net gücü 189,1 kW'tır. Yüksek basınçlı türbin çıkış basıncı 24510 kPa, alçak basınçlı (bağımsız) türbin çıkış sıcaklığı ise 620,1 °C olduğu görülmektedir.

Alçak basınçlı (bağımsız) türbin veriminin farklı türbin giriş sıcaklıklarında çevrime etkisi Şekil 18'de verilmiştir. Görülmektedir ki türbin verimi düştüğünde çevrimin enerji

Yüksek basınçlı türbin veriminin farklı türbin giriş sıcaklıklarında çevrime etkisi Şekil 17'de verilmiştir. Burada Tablo 1'deki esaslardan farklı olarak yüksek basınçlı türbin verimi farklı değerlerde çevrime etkisi incelenmiştir. 30000 kPa türbin giriş basıncı ($T[3]$) kabul edilerek çevrimin enerji verimi hesaplandığında yüksek basınçlı türbin verimi arttığında çevrimin enerji veriminin arttığı, yüksek basınçlı türbin giriş sıcaklığı arttığında çevrimin enerji verimi düştüğü görülmektedir. Yüksek basınçlı türbin verimi %70'den %90'a çıkarıldığında çevrimin en yüksek enerji verimi 800 °C yüksek basınçlı türbin giriş sıcaklığında olduğu görülmektedir. Bu değer %18,6'dır. En düşük çevrim verimi de 1200 °C yüksek basınçlı türbin giriş sıcaklığında %70 yüksek basınçlı türbin veriminde %17,4'tür.



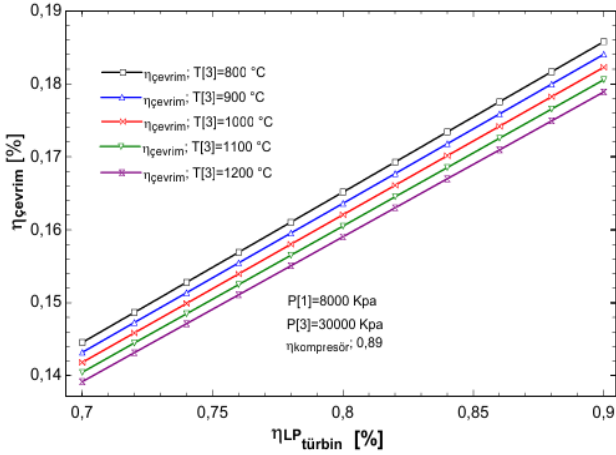
Şekil 17. Yüksek basınçlı türbin veriminin farklı türbin giriş sıcaklıklarında çevrime etkisi ($P_3 = 30000$ kPa)

verimi de düşmektedir. Ancak alçak basınçlı türbinde verim düşüşü yaklaşık %4 seviyelerinde olurken, yüksek basınçlı türbinde bu düşüş neredeyse %1 seviyesindedir.

Alçak basınçlı (bağımsız) türbinin farklı verim değerlerinin çevrim parametrelerine etkisi Tablo 4'te verilmiştir. Alçak basınçlı türbin verimi arttıkça çevrimin enerji, ekserji verimi ve net gücü artmaktadır. 30000 kPa türbin giriş basıncında ve 800 °C türbin giriş sıcaklığında en düşük ekserji verimi, %70 türbin veriminde olduğu ve ekserji veriminin %14,46 olduğu görülmektedir. Çevrimin enerji veriminin de %14,46'dan %18,58'e çıktığı görülmektedir.

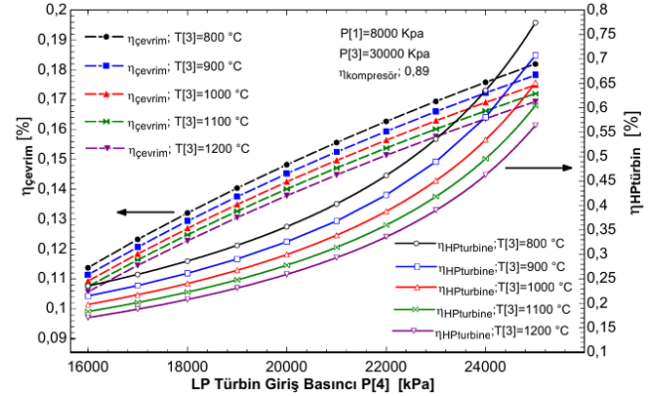
Tablo 4. Alçak basınçlı türbinin farklı verim değerlerinde çevrim parametrelerine etkisi ($P_3 = 30000$ kPa, $T_3 = 800$ °C)

$\eta_{LP, \text{Türbin}} (\%)$	$P[4]$ (kPa)	$T[4]$ (°C)	$T[5]$ (°C)	$\eta_{\text{enerji}} (\%)$	$\eta_{\text{ekserji}} (\%)$	W_{net} (kW)
0,70	25657	776,2	650,3	0,1446	0,2852	152,7
0,74	25657	776,2	643,2	0,1528	0,3015	161,4
0,78	25657	776,2	636,1	0,1610	0,3178	170,1
0,82	25657	776,2	629	0,1693	0,3341	178,8
0,86	25657	776,2	621,9	0,1775	0,3504	187,6
0,90	25657	776,2	614,8	0,1858	0,3667	196,3


Şekil 18. Alçak basınçlı (bağımsız) türbin veriminin farklı türbin giriş sıcaklıklarında çevrime etkisi

Farklı türbin giriş basınçlarının çevrim verimine etkisi Şekil 19'da verilmiştir. Alçak basınç türbinin basınç değeri 16000 ile 25000 kPa değerlerine çıkarıldığında çevrim verimi artmaktadır. 800°C ile 1200 °C yüksek basınçlı türbin giriş sıcaklığında ve 25000 kPa alçak basınçlı türbin giriş basıncında en yüksek verim 800 °C sıcaklıkta elde edilmektedir. Bu değer %18,19'dur. Alçak basınç türbinin basınç değeri 16000 kPa'a düştüğünde çevrim verimi %11,38 olmaktadır. 1200 °C yüksek basınçlı türbin giriş sıcaklığında en yüksek enerji verimi %16,93 iken en düşük enerji verimi %10,57'dir. Bununla birlikte alçak basınçlı türbin giriş basıncı arttığında yüksek basınçlı türbin verimi de arttığı görülmektedir. Maksimum alçak basınçlı türbin giriş basıncında ($P[4]=25000$ kPa) 800°C türbin giriş

sıcaklığında yüksek basınçlı türbin enerji verimi en yüksek %77,43 olduğu görülmektedir. 1200 °C türbin giriş sıcaklığında ise en yüksek %56,4 tür.


Şekil 19. Alçak basınçlı (bağımsız) türbin giriş basıncının çevrim verimine etkisi

800 °C yüksek basınçlı türbin giriş sıcaklığında, alçak basınçlı (bağımsız) türbin giriş basıncının çevrim verimine etkisi Tablo 5'te verilmiştir. Türbin giriş basıncı arttığında çevrimin enerji ve ekserji verimi ve çevrim net gücünde artık meydana gelmektedir. Alçak basınçlı (bağımsız) türbin verimi %23,58 den %77,43 değerine çıkmaktadır. Çevrim net gücünde ise 70 kW'lık artış meydana gelmektedir. Çevrimin enerji veriminin ise %11,38'den %18,19'a çıktığı görülmektedir. Çevrimin ekserji verimi %22,43'ten %35,91'e yükseldiği görülmektedir. Alçak basınçlı (bağımsız) türbin giriş sıcaklığı ise 676,6°C'den 618,1°C'ye düşmektedir.

Tablo 5. Alçak basınçlı türbinin farklı verim değerlerinde çevrim parametrelerine etkisi ($P_3 = 30000$ kPa, $T_3 = 800$ °C)

$P[4]$ (kPa)	$\eta_{LP, \text{Türbin}} (\%)$	$T[4]$ (°C)	$T[5]$ (°C)	$\eta_{\text{enerji}} (\%)$	$\eta_{\text{ekserji}} (\%)$	W_{net} (kW)
16000	0,2358	774,5	676,6	0,1138	0,2243	120,2
17000	0,2593	774,7	668,5	0,1232	0,2430	130,2
18000	0,2865	774,9	660,9	0,1321	0,2606	139,5
19000	0,3186	775,1	653,8	0,1404	0,2770	148,3
20000	0,3569	775,3	647,1	0,1483	0,2925	156,6
21000	0,4036	775,5	640,7	0,1557	0,3072	164,5
22000	0,4617	775,7	634,6	0,1627	0,3212	171,9
23000	0,5363	775,8	628,9	0,1694	0,3344	179
24000	0,6356	776	623,4	0,1758	0,3470	185,7
25000	0,7743	776,1	618,1	0,1819	0,3591	192,2

4. SONUÇLAR

Son yıllarda, süperkritik karbondioksit (S-CO₂) Brayton çevrimi, yüksek verimliliği, kompakt bileşenleri ve çeşitli ısı kaynaklarına uygulanabilirliği gibi özellikleri nedeniyle

gelecek vaat eden bir güç dönüşüm sistemi olarak kabul edilmiştir. Bu çalışmada, CO₂ akışkanlı bağımsız güç türbinine sahip süperkritik kapalı bir çevrim incelenmiş ve elde edilen sonuçlar aşağıda belirtilmiştir:

- Sabit türbin giriş sıcaklıklarında türbin giriş basıncı arttırıldığında çevrimin enerji-ekserji verimi ve net gücünün arttığı gözlemlenmiştir. Sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklıkları arttırıldığında ise enerji-ekserji verimi azalırken çevrimin net gücü artmaktadır. Bu durumda en yüksek enerji ve ekserji verimi 800°C türbin giriş sıcaklığında ve 34000 kPa türbin giriş basıncında enerji verimi %20,07 ve ekserji verimi %39,22'dir. En yüksek çevrim net gücü ise 800°C türbin giriş sıcaklığında ve 34000 kPa türbin giriş basıncında 306.4 kW'dır.
- Sabit türbin giriş sıcaklığında kompresör verimi arttırıldığında, enerji-ekserji verimi ve çevrimin net gücünün arttığı tespit edilmiştir. Ancak, buradaki artış miktarındaki farklılık türbin giriş basıncı yükseltildiğinde daha net ortaya çıkmaktadır. Düşük türbin giriş basınçlarında, enerji-ekserji verimi ve çevrim net gücünde dikkate alınır bir artış tespit edilmemiştir. Sabit türbin giriş sıcaklığı ve maksimum türbin giriş basıncında, en düşük ve en yüksek kompresör verimi için çevrim verimi arasındaki fark ise %0,57, ekserji verimi arasındaki fark ise %1,23 gibi yok sayılacak kadar azdır. Çevrimin net gücü arasındaki fark ise 9,3 kW'tır.
- Sabit türbin giriş basınçlarında kompresör verimliliğinin etkisinin çevrim verimine etkisi incelendiğinde ise kompresör verimi arttırıldığında çevrimin enerji, ekserji verimi ve çevrimin net gücünün arttığı tespit edilmiştir.
- Kompresör giriş sıcaklığının çevrimin enerji ve ekserji verimine etkisi incelendiğinde kompresör giriş sıcaklığı bir seviyeye kadar yükseldiğinde çevrimin enerji verimi sürekli artmakta, ancak bu seviyeden sonra hızla azalmaktadır. Öte yandan, çevrimin ekserji verimi kompresör giriş sıcaklığı arttıkça düşmektedir. Kompresör giriş sıcaklığının 36°C'ye ulaştığında en yüksek çevrim verimi 800°C türbin giriş basıncı ve 30000 kPa türbin giriş basıncında %19,12'dir. En yüksek ekserji verimi ise 32°C kompresör giriş sıcaklığında %36,28'dir.
- Sabit türbin giriş sıcaklık ve basınçlarında birbirinden bağımsız olarak yüksek basınçlı veya alçak basınçlı (bağımsız) türbinlerden birinin verimini arttırdığımızda çevrimin enerji verimi artmaktadır. Burada yüksek basınçlı türbinin 800°C'de ve 30000 kPa'da çevrim verimine etkisi %0,57 alçak basınçlı (bağımsız) türbinin çevrim verimine etkisi ise %4,12'dir. Bu durumda, alçak basınçlı (bağımsız) türbinin yüksek verimle çalışmasının çevrim verimini önemli ölçüde artırdığı görülmektedir.

- Alçak basınçlı (bağımsız) türbin tüm parametrelerde evrimin enerji-ekserji verimi ve çevrim net gücüne doğrudan olumlu şekilde etki etmektedir.
- Yüksek enerji verimi için sabit türbin giriş basınçlarında ultrasüperkritik sıcaklık seviyelerine ihtiyaç yoktur; ancak yüksek net güç gerektiğinde bu seviyelere çıkılabilir.
- Çevrim çalışma koşullarında, akışkanın sıcaklığı ısı kaynağı ile artmaktadır. Bu nedenle, çevrimin verimli çalışabilmesi için iyi bir ısı kaynağına ihtiyaç vardır. Ayrıca, akışkanın soğutucu ekipmanda da etkili bir şekilde çalışması gerekmektedir. Günümüzde, süperkritik CO₂ akışkanlı güç çevrimleri, yüksek verimlilik, az yer kaplama, kullanım kolaylığı ve düşük maliyet gibi avantajları sayesinde atık ısı geri kazanımı, elektrik üretim tesisleri ve savunma sanayinde önemli bir kullanım potansiyeline sahiptir. Ancak, bağımsız güç türbini konusunda süperkritik CO₂ çevrimlerinin performansını inceleyen bir çalışma literatürde bulunmamaktadır. Bu çalışma, gelecekteki araştırmalara katkı sağlaması beklenmektedir. Çevrimden daha yüksek verim ve güç elde etmek için ara ısıtıcı, ara soğutucu ve reküperatör gibi ek ekipmanların kullanılması önerilmektedir.

Yazar Katkıları

Volkan CEYLAN: (b) Çalışma Tasarısı, Yöntemi (c) Literatür Taraması, (g) Analiz, Yorum, (h) Metin Yazma

Arif Emre ÖZGÜR: (a) Fikir, (d) Danışmanlık, (g) Analiz, Yorum, (i) Eleştirel İnceleme

Etik Beyanı

Bu çalışmada, "Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesi" kapsamında uyulması gerekli tüm kurallara uyulduğunu, bahsi geçen yönergenin "Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiğine Aykırı Eylemler" başlığı altında belirtilen eylemlerden hiçbirinin gerçekleştirilmediğini taahhüt ederiz.

Çıkar Çatışması

Yazarlar çıkar çatışması bildirmemişlerdir.

KAYNAKLAR

- Amare, D. F., Aklilu, T. B., & Gilani, S. I. (2016). Effects of performance deterioration on gas path measurements in an industrial gas turbine. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 11(24), 14202–14207.
- Chen, Y., Pridasawas, W., & Lundqvist, P. (2010). Dynamic simulation of a solar-driven carbon dioxide transcritical power system for small scale combined heat and power

- production. *Solar Energy*, 84(7), 1103–1110. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.03.006>
- Chen, L., Feng, H., Ge, Y., & Shi, S. (2023). Power and efficiency optimizations for an open cycle two-shaft gas turbine power plant. *Propulsion and Power Research*, 12(4), 457–466. <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2023.10.001>

- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2008). *Termodinamik: Mühendislik yaklaşımıyla* (5. baskı). Güven Kitabevi.
- Ding, T., Liang, L. J., & Li, Z. (2015). Analytics of the Rankine cycle system using CO₂ as a working fluid. *Journal of Engineering Thermophysics*, 36(2), 410–413.
- Guo, J. Q., Li, M. J., He, Y. L., Jiang, T., Ma, T., Xu, J. L., & Cao, F. (2022). A systematic review of supercritical carbon dioxide (S-CO₂) power cycle for energy industries: Technologies, key issues, and potential prospects. *Energy Conversion and Management*, 258, Article 115437. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115437>
- Ishiyama, S., Muto, Y., Kato, Y., Nishio, S., Hayashi, T., & Nomoto, Y. (2008). Study of steam, helium and supercritical CO₂ turbine power generations in prototype fusion power reactor. *Progress in Nuclear Energy*, 50(2–6), 325–332. <https://doi.org/10.1016/j.pnucene.2007.11.078>
- Jiang, Y., Zhan, L., Tian, K., & Nie, C. (2023). Thermodynamic performance comparison and optimization of sCO₂ Brayton cycle, tCO₂ Brayton cycle and tCO₂ Rankine cycle. *Journal of Thermal Science*, 32, 611–627. <https://doi.org/10.1007/s11630-023-1708-z>
- Kim, Y. M., Kim, C. G., & Favrat, D. (2012). Transcritical or supercritical CO₂ cycles using both low and high-temperature heat sources. *Energy*, 43(1), 402–415. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.076>
- Kumar, P., & Srinivasan, K. (2016). Carbon dioxide-based power generation in renewable energy systems. *Applied Thermal Engineering*, 109, 831–840. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.082>
- Liu, Y., Wang, Y., & Huang, D. (2019). Supercritical CO₂ Brayton cycle: A state-of-the-art review. *Energy*, 189, Article 115900. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.115900>
- Mecheri, M., & Le Moullec, Y. (2016). Supercritical CO₂ Brayton cycles for coal-fired power plants. *Energy*, 103, 758–771.
- Pan, L. S., Wei, X. L., & Shi, W. X. (2015). Theoretical investigation on a novel CO₂ transcritical power cycle. *Journal of Engineering Thermophysics*, 36(6), 1182–1185.
- Pan, L., Li, B., Wei, X., & Li, T. (2016). Experimental investigation on the CO₂ transcritical power cycle. *Energy*, 95, 247–254. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.11.074>
- Park, S. H., Kim, J. Y., Yoon, M. K., Rhim, D. R., & Yeom, C. S. (2018). Thermodynamic and economic investigation of coal-fired power plant combined with various supercritical CO₂ Brayton power cycle. *Applied Thermal Engineering*, 130, 611–623. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.145>
- Sun, Z., Wang, J., Dai, Y., & Wang, J. (2012). Exergy analysis and optimization of a hydrogen production process by a solar-liquefied natural gas hybrid driven transcritical CO₂ power cycle. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(25), 18731–18739. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.08.028>
- Xia, J., Wang, J., Zhang, G., Lou, J., Zhao, P., & Dai, D. (2018). Thermo-economic analysis and comparative study of transcritical power cycles using CO₂-based mixtures as working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 144, 31–44. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.08.012>
- Zhang, X., Yamaguchi, H., & Uneno, D. (2007). Experimental study on the performance of solar Rankine system using supercritical CO₂. *Renewable Energy*, 32(15), 2617–2628. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.01.003>
- Zhao, P., Wang, J., Dai, Y., & Gao, L. (2015). Thermodynamic analysis of a hybrid energy system based on CAES system and CO₂ transcritical power cycle with LNG cold energy utilization. *Applied Thermal Engineering*, 91, 718–730. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.082>
- Zhou, J., Zhang, C., Su, S., Wang, Y., Hu, S., & Liu, L. (2018). Exergy analysis of a 1000 MW single reheat supercritical CO₂ Brayton cycle coal-fired power plant. *Energy Conversion and Management*, 173, 348–358.