



Gemi Dizel Motoruna Alternatif: sCO₂ Güç Çevrimi

Emrah GÜMÜŞ

Bağımsız Araştırmacı, İstanbul, Türkiye
e_gumus@yahoo.com; ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-0900-2825>

Öz

Süperkritik CO₂ güç çevrimlerine olan ilgi son yıllarda hızla artmaktadır. Bu ilginin başlıca nedenleri bu sistemlerde yüksek çevrim verimlerinin elde edilebilmesi, karbondioksit gazının ucuz, ısı olarak kararlı, kritik nokta civarında yoğunluk ve özgül ısısının yüksek olması gibi özellikleridir. Bu çalışmada, sCO₂ tekrar sıkıştırılmalı Brayton güç çevriminin termodinamik hesaplamaları gerçekleştirilmiş tasarım noktasındaki çalışma basınç ve sıcaklık değerleri, türbin gücü, kompresör güçleri, ısı değiştirici ısı yük değerleri ve çevrim verimi hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda %44,6 çevrim verimi ve 189 gr/kWh özgül yakıt tüketimine sahip bir güç çevriminin mümkün olduğu ve bu çevrimin dizel motorlara alternatif olabileceği değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: CO₂, Süperkritik, Dizel, Güç Çevrimi, Brayton.

Alternative to Ship Diesel Engine: sCO₂ Power Cycle

Abstract

The interest in supercritical CO₂ power cycles is increasing rapidly in recent years. The main reasons for this interest are high cycle efficiency of these systems, carbon dioxide gas being cheap, thermally stable, and having high density and specific heat capacity around the critical point. In this study, pressure and temperature values of the cycle state points, turbine power, compressor powers, heat exchanger thermal loads and cycle efficiency at the design point were calculated for the sCO₂ re-compression Brayton power cycle. As a result of the calculations, a power cycle with a cycle efficiency of 44.6% and a specific fuel consumption of 189 g/kWh is seen to be feasible and this cycle can be considered as an alternative to diesel engines.

Keywords: CO₂, Supercritical, Diesel, Power Cycle, Brayton.

1. Giriş

Süperkritik karbondioksit (sCO₂) çevrimlerinin ara ara kesintilere uğramış uzun bir tarihçesi vardır. Kaynaklarda belirtilen ilk uygulama Sulzer kardeşler tarafından 1948 senesinde patenti alınmış yarı-yoğuşmalı CO₂ Brayton çevrimidir [1]. Bu tarihten sonra konu üzerinde araştırmalar devam etmesine rağmen dikkatleri bu çevrimlere çeken asıl çalışmalar 1960'lı yıllarda Feher tarafından yapılan süperkritik termodinamik güç çevrimlerinin incelendiği çalışmalar olmuştur [2, 3]. Feher'in "süperkritik" olarak adlandırdığı çevrimde o zamana kadar uygulananların aksine akışkan çevrim boyunca devamlı kritik basınç değerinin üzerinde çalıştırılmıştır. Yapılan termodinamik hesaplamalarda çalışma sıvısı olarak CO₂ seçilmiştir. Bu tercihin başlıca nedenleri olarak CO₂'nin (1) kritik basıncının suyun üçte biri olması böylece düşük çevrim basınçlarına izin vermesi (2) ısı olarak kararlı olması (3) literatürde termodinamik özellikleri ile ilgili yeterli bilgi bulunması (4) toksik olmaması, ucuz ve bol olması gösterilmiştir. Süperkritik çevrimler ile yüksek ısı verimlilik değerlerinin elde edilebileceğinin söylendiği çalışmada, bunların uzay uygulamaları için elektrik üretimi, deniz uygulamaları için şaft gücü üretimi ve sabit/portatif karasal elektrik üretimi uygulamaları için uygun olacağı sonucu paylaşılmıştır. Ayrıca, CO₂'nin çalışma sıvısı ve nükleer reaktörün ısı kaynağı olacağı durumlarda kompakt ve portatif güç üreteçlerinin tasarlanabileceği ifade edilmiştir. Bu alandaki bir diğer önemli çalışma da Angelino tarafından 1969 senesinde gerçekleştirilmiştir [4]. Angelino CO₂ ile çalışan farklı çevrim modellerini incelemiş ve bunların verimlilik değerlerini kıyaslamıştır. Yapılan çalışmada tekrar-sıkıştırımlı çevrim yüksek ısı verim ile, ısı-geri kazanımlı çevrim basit, düşük maliyetli ve az yer kaplaması ile ön plana çıkmıştır.

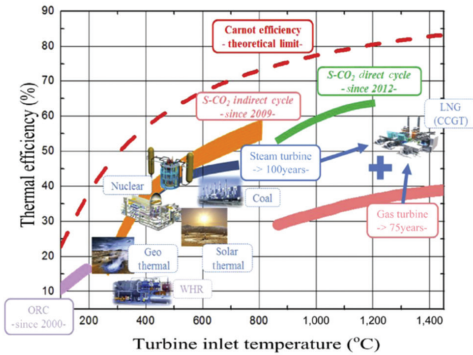
1990'ların sonuna kadar sCO₂

çevrimleri ile alakalı kayda değer herhangi bir çalışma yapılmamıştır. Bu durumun temel nedenleri olarak yetersiz turbo makine bilgisi, bu çevrimlere uygun kompakt ısı değiştirici teknolojilerinin olmaması, yüksek sıcaklık ve basınç uygulamaları için yetersiz malzeme bilgisi gösterilebilir. Ancak günümüzde özellikle buhar çevrimleri ve gaz türbinleri konularında elde edilen bilgi birikimi bu alandaki gelişmelerin önünü açmıştır. 1968 yılında Feher tarafından önerilen nükleer enerji uygulaması, Çek Cumhuriyeti'nde yapılan çalışmalar ile tekrar hız kazanmıştır [5, 6]. Petr ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada ısı-geri kazanımlı ve tekrar-sıkıştırımlı çevrimler üzerine yoğunlaşmış ve bu çevrimlerin yeni nesil nükleer enerji santrallerinde kullanımını incelemiştir. Çalışma ile sCO₂ çevrimlerinin aynı şartlardaki helyum ve hava çevrimlerine göre daha verimli olduğu ve malzeme kısıtları nedeniyle türbin giriş sıcaklığının 600° C ile sınırlı olduğu sonuçları paylaşılmıştır. Amerika Birleşik Devletleri'ndeki araştırmaların canlanması ise Dostal tarafından Massachusetts Institute of Technology (MIT)'de yapılan çalışmalar ile olmuştur [7]. Dostal yaptığı çalışmada nükleer enerji santrali uygulamalarına yönelik çevrim optimizasyonu, bileşen tasarımları, ekonomik analiz, çevrim kontrol yöntemleri ve sistem yerleşim çalışmalarını da içeren detaylı bir araştırma gerçekleştirilmiştir.

Nükleer enerji uygulamalarına yönelik başlayan çok sayıda çalışma ile sCO₂ güç çevrimlerinin üstünlükleri (küçük turbomakine ve ısı değiştirici boyutları, hava ile soğutmaya uygunluk, vs.) daha belirgin hale gelmiş ve bu çevrimlerin atık ısı geri kazanımı, güneş enerjisi, jeotermal enerji, kömür santralleri ve gemi tahrik sistemleri gibi farklı alanlara da uygulanmaları üzerine yoğun çalışmalar başlatılmıştır (**Şekil 1**). Bu kapsamda başta Amerika Birleşik Devletleri olmak üzere Kore, Çin, Çek Cumhuriyeti,

İspanya, Hollanda, Hindistan, Norveç, Avustralya, İtalya, İsviçre, Fransa ve Kanada gibi gelişmiş ülkelerde sCO₂ güç çevrimleri üzerine devam eden çok sayıda çalışma bulunmaktadır [8].

Bu çalışmada, sCO₂ tekrar sıkıştırmalı güç çevriminin jeneratör tahrikinde kullanılan YANMAR 6EY18AL 4 stroklu, 6 silindirli dizel motora[10] alternatif olup olamayacağına yönelik fizibilite çalışması gerçekleştirilecektir. Termodinamik çevrim hesapları yapılarak güç ve ısıl yük değerleri, çevrim verimi ile yakıt tüketimi değerleri hesaplanıp dizel motor ile kıyaslaması yapılacaktır. Ayrıca güç çevrimi ısıl verimine etki eden önemli parametrelerden ana kompresör giriş sıcaklığı ve basıncı, ana kompresör çıkış basıncı ve türbin giriş sıcaklığının belirlenmesine yönelik yapılan çalışmalara da yer verilecektir.

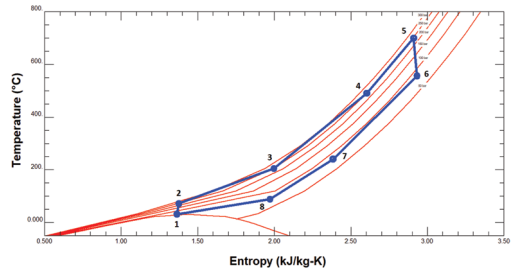


Şekil 1. Güç Çevrim Sistemlerinin Isıl Verimlilikleri ve Uygulama Alanları [9]

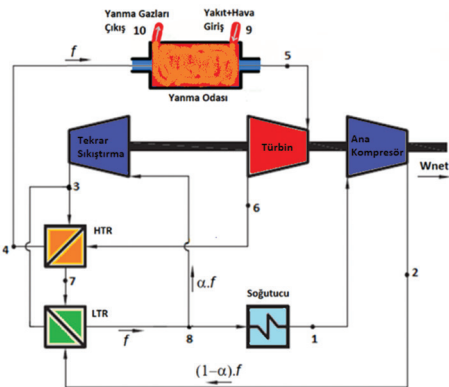
2. Tekrar Sıkıştırmalı sCO₂ Güç Çevrimi Hesaplamaları

Tekrar sıkıştırmalı süperkritik CO₂ Brayton çevrimi (TSSBÇ), çalışma sıvı olarak karbondioksit gazının kullanıldığı kapalı döngü bir güç çevrimidir. Şekil 2'deki T-s diyagramından görüleceği üzere çevrimin çalıştığı sıcaklık ve basınç değerlerinin tamamı çalışma sıvısının kritik noktasının üzerinde olduğundan, bu çevrim süperkritik Brayton çevrimi olarak adlandırılmaktadır.

Şekil 3'de akış şeması gösterilen TSSBÇ beş ana bileşenden oluşmaktadır: türbin, kompresörler, reküperatörler, soğutucu ve yanma odası. TSSBÇ'de soğutucudan önce ikinci bir kompresör (tekrar sıkıştırma kompresörü) daha kullanılarak çevrim dışına atılan ısı miktarı azaltılıp toplam çevrim verimi artırılmaktadır. Düşük sıcaklık reküperatöründen (LTR) geçen akış ikiye ayrılarak (durum 8) bir kısmı tekrar sıkıştırma kompresörüne gönderilmekte, kalan kısım ise soğutucudan geçirildikten (8-1) sonra ana kompresörde yüksek basınca çıkartılıp (1-2) LTR'de ısı ilave edilmektedir (2-3). Tekrar sıkıştırmaya gönderilen kısım kompresörde yüksek basınca çıkartıldıktan (8-3) sonra yüksek sıcaklık reküperatörüne (HTR) sokulmakta ve burada türbinden çıkan sıcak akışkanın ısısını alarak yanma odasına girmeden önce ön ısıtmaya maruz kalmaktadır. Yanma



Şekil 2. Tekrar Sıkıştırmalı Çevrimin T-s Diyagramı



Şekil 3. Tekrar Sıkıştırmalı Çevrim Akış Şeması

odasında sıcaklığı arttırılan akışkan (4-5) türbinde genişletilerek (5-6) shaft gücü elde edilmektedir. Bu shaft gücü istenirse jeneratör vasıtasıyla elektrik enerjisi üretmek için istenirse de dişli kutusu vasıtasıyla pervanelere güç vermek için kullanılabilir.

TSSBÇ termodinamik analizleri sırasında aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır:

- Çevrimdeki her bir bileşende Kararlı Durum, Kararlı Akış vardır.
- Adyabatik fakat izentropik olmayan genişleme ve sıkıştırma olmaktadır.
- Soğutucu hariç diğer bileşenlerden çevrim dışına herhangi bir ısı kaybı yoktur.
- Kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişimler ihmal edilebilir seviyededir.

Çevrim hesabına öncelikle her bir noktanın basınç değerinin bulunması ile başlanır. Eğer akış boyunca (i-j) basınç düşümü $\Delta P_{i,j} = P_i - P_j$ ile ifade edilirse, her bir bileşen için basınç düşümü aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{2-3}; P_4 = P_3 - \Delta P_{3-4}; P_5 = P_4 - \Delta P_{4-5}; P_6 = P_7 + \Delta P_{6-7}; P_7 = P_8 + \Delta P_{7-8}; P_8 = P_1 + \Delta P_{8-1} \quad (1)$$

Türbin ve kompresör verimleri aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\eta_{mc} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

$$\eta_{rc} = \frac{h_{3s} - h_8}{h_3 - h_8} \quad (3)$$

$$\eta_t = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (4)$$

Burada h_{2s} , P_2 ve s_1 'deki entalpi değeri; h_{3s} , P_3 ve s_8 'deki entalpi değeri ve h_{6s} , P_6 ve s_5 'deki entalpi değeridir.

Termodinamiğin ilk kanunu kullanarak türbin ve kompresörler için özgül güçler ile çevrime ait net özgül güç çıkışı aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanır:

$$w_t = h_5 - h_6 \quad (5)$$

$$w_{mc} = (1 - \alpha) (h_2 - h_1) \quad (6)$$

$$w_{rc} = (\alpha) (h_2 - h_1) \quad (7)$$

$$w_{net} = w_t - w_{mc} - w_{rc} \quad (8)$$

Düşük sıcaklık reküperatöründeki enerji dengesinden akış ayırım oranı α hesaplanır:

$$(1 - \alpha) (h_3 - h_2) = (h_7 - h_8) \quad (9)$$

Çevrime giren özgül ısı miktarı ile çevrimden atılan özgül ısı miktarı aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$q_{in} = h_5 - h_4 \quad (10)$$

$$q_{out} = (1 - \alpha) (h_8 - h_1) \quad (11)$$

Özgül net güç çıkışı ve özgül ısı girişi belirlendikten sonra çevrim verimi hesaplanır:

$$\eta_{cycle} = w_{net} / q_{in} \quad (12)$$

kW cinsinden net güç ihtiyacı (W_{net}) ve net özgül güç çıkışı kullanılarak CO2 akışkanın kütleli debisi hesaplanır:

$$\dot{m}_{CO2} = W_{net} / w_{net} \quad (13)$$

Daha önce bulunan özgül güç ve ısı değerleri ile \dot{m}_{CO2} kullanılarak kW cinsinden güç ve ısı değerleri aşağıdaki denklemler kullanılarak bulunur:

$$W_t = \dot{m}_{CO2} w_t \quad (14)$$

$$W_{mc} = \dot{m}_{CO2} w_{mc} \quad (15)$$

$$W_{rc} = \dot{m}_{CO2} w_{rc} \quad (16)$$

$$Q_{in} = \dot{m}_{CO2} q_{in} \quad (17)$$

$$Q_{out} = \dot{m}_{CO2} q_{out} \quad (18)$$

$$Q_{LTR} = \dot{m}_{CO2} q_{LTR} \quad (19)$$

$$Q_{HTR} = \dot{m}_{CO2} q_{HTR} \quad (20)$$

Etkenlik, ısı değiştiricinin sağladığı ısı transferi değerinin (Q) sağlayabileceği maksimum değere (Q_{max}) bölümü ile elde edilir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\varepsilon = Q / Q_{\max} \quad (21)$$

Denklem (21)'deki Q ve Q_{\max} değerleri aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$Q = \dot{m}_{\text{hot}} (h_{\text{hotIn}} - h_{\text{hotOut}}) = \dot{m}_{\text{cold}} (h_{\text{coldOut}} - h_{\text{coldIn}}) \quad (22)$$

$$Q_{\max} = C_{\min} (T_{\text{hotIn}} - T_{\text{coldIn}}) \quad (23)$$

T_{hotIn} sıcak akımın ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı, T_{coldIn} soğuk akımın ısı değiştiriciye giriş sıcaklığıdır. C_{\min} minimum ısı kapasitesi oranıdır ve sıcak akım ya da soğuk akım ısı kapasitesi değerlerinden en küçük olanına eşittir ve aşağıdaki denklem kullanılarak bulunur:

$$C_{\min} = \text{Min} \left[\frac{q}{T_{\text{hotIn}} - T_{\text{hotOut}}}; \frac{q}{T_{\text{coldOut}} - T_{\text{coldIn}}} \right] \quad (24)$$

İhtiyaç duyulan yakıt miktarı, yanma odası verimi (η_{comb}) ve yakıt alt ısıl değeri (Q_{lhv}) kullanılarak aşağıdaki denklem ile bulunur:

$$\dot{m}_{\text{fuel}} = Q_{\text{in}} / (\eta_{\text{comb}} Q_{\text{lhv}}) \quad (25)$$

Özgül yakıt tüketimi ise yakıt tüketimi ve yapılan net iş kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\text{SFC} = \dot{m}_{\text{fuel}} / W_{\text{net}} \quad (26)$$

3. Bulgular ve Değerlendirmeler

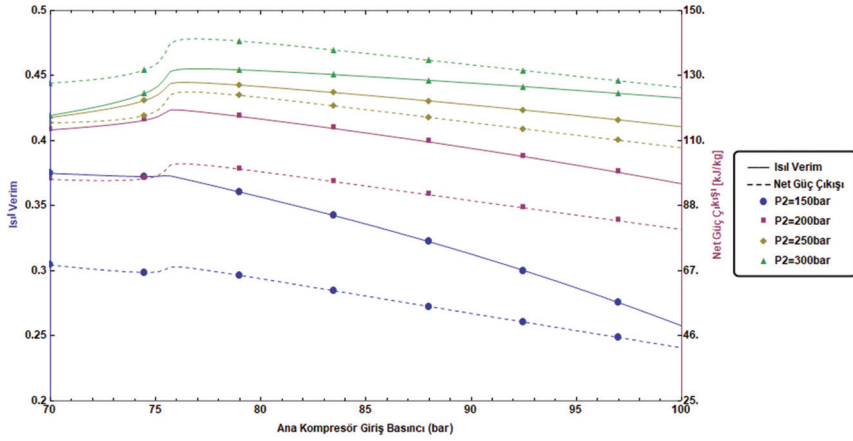
TSSBÇ termodinamik hesaplamaları Mathematica programında yazılan kod ile gerçekleştirilmiş ve CO₂ akışkanın termodinamik özellikleri Span ve Wagner [11] tarafından geliştirilen hal denklemlerini kullanan REFPROP programı kütüphanesinden elde edilmiştir. Yazılan kod ile Tablo 1'de paylaşılan tasarım girdileri kullanılarak tüm durum noktalarına ait sıcaklık ve basınç değerleri ile çevrim bileşenlerine ait güç veya ısıl yük bilgileri hesaplanmıştır. Aksi belirtilmedikçe tabloda verilen girdiler kullanılmış olup performans analizi boyunca sadece etkisi

incelenen girdi değeri(leri) değiştirilmiştir. Ana kompresör giriş ve çıkış basınçları ile türbin giriş sıcaklığı ve ana kompresör giriş sıcaklıklarının çevrim verimi ve net güç çıkışına etkileri incelenmiştir.

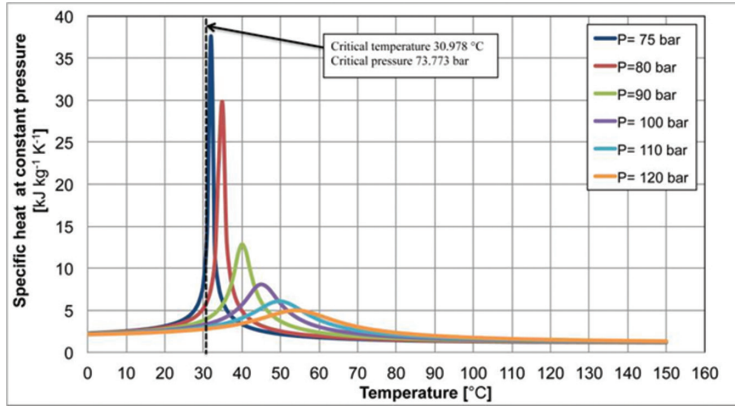
Şekil 4'de ana kompresör giriş ve çıkış basıncının çevrim verimi ve net çıkış gücüne etkisi gösterilmiştir. Bu şeklin oluşturulması sırasında giriş basıncı 70 bar ile 100 bar arasında değiştirilmiş ve bu hesaplamalar 150 bar, 200 bar, 250 bar ve 300 bar çıkış basınçlarının her biri için tekrar edilmiştir. Şekildeki düz çizgiler çevrim veriminin, kesik çizgiler net güç çıkışının farklı çıkış basınçları için değişimini ifade etmektedir. Şekil 4 incelendiğinde hem verimin hem de net güç çıkışının CO₂ akışkanının kritik basıncı (73,7 bar) civarında keskin değişiklikler gösterdiği görülmektedir. Bu durumun nedeni Şekil 5'de görüleceği gibi kritik nokta civarında CO₂'nin özgül ısısında görülen keskin değişikliklerdir.

Tablo 1. Tekrar Sıkıştırımlı Çevrim Tasarım Girdileri

Girdiler	
Net güç çıkışı, W _{net}	600 kW
Ana kompresör giriş basıncı, P ₁	76,3 bar
Ana kompresör çıkış basıncı, P ₂	250 bar
Ana kompresör giriş sıcaklığı, T ₁	32 °C
Türbin giriş sıcaklığı, T ₅	700 °C
Ana kompresör verimi, η_{mc}	%85
Tekrar sıkıştırma kompresör verimi, η_{rc}	%85
Türbin verimi, η_t	%90
Yanma odası verimi, η_{comb}	%95
LTR etkenliği, ε_{LTR}	%90
HTR etkenliği, ε_{HTR}	%90
Basınç düşümleri, ΔP	2 bar
Yakıt alt ısıl değeri, Q _{lhv}	42.700 kJ/kg



Şekil 4. Isıl Çevrim Verimi ve Net Güç Çıkışının Ana Kompresör Giriş-Çıkış Basınçlarına Göre Değişimi



Şekil 5. CO2 Akışkanının Özgül Isısının Değişimi [12]

Şekil 4'den sabit kompresör çıkış basıncı için giriş basıncı arttıkça verim ve güç çıkışında önce bir artış ardından hafif bir düşüş olduğu gözlemlenir. Giriş basıncının artırılması, kompresör basınç oranının azalmasına böylece kompresörler için ihtiyaç duyulan güç miktarının azalmasına neden olur. Kritik nokta civarında kompresör gücündeki düşüş (yüksek özgül ısı değişikliklerinden dolayı) türbin gücündeki düşüşe göre çok daha fazladır. Bu nedenle net güç çıkışında bir artış görülür. Bununla birlikte, giriş koşulu kritik noktadan uzaklaştıkça bu fark önemsiz hale gelir ve değişkenler neredeyse sabit

bir davranış gösterir. Grafiklerden belirli bir çıkış basıncında maksimum verim veya maksimum güç çıkışına sahip olmak için optimum bir giriş basıncı değeri olduğu görülmektedir. Bu giriş basıncı değeri maksimum verim ve maksimum güç çıkışı için farklılık gösterir. Örneğin, 250 bar çıkış basıncı için maksimum çevrim verimi (44,6%) 76,3 bar'da görülürken maksimum özgül güç çıkışı (123,8 kJ / kg) 76,6 bar'da gözlenir.

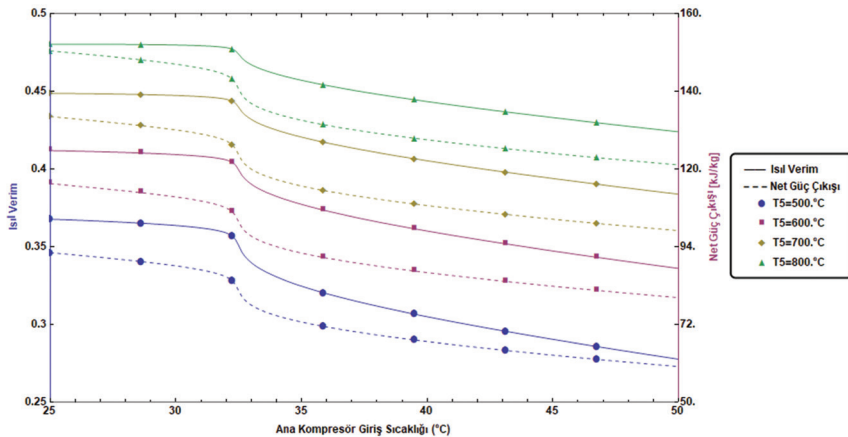
Şekil 4'ten sabit bir kompresör giriş basıncı durumu için de gözlemler yapılabilir. Giriş basıncını sabit tutarken çıkış basıncını artırmak net gücü ve verimi artırır. Çıkış

basıncı arttıkça hem kompresör gücü hem de türbin gücü artar, ancak türbin gücündeki artış kompresörlere kıyasla daha fazla olduğundan çevrim verimi artar. Öte yandan, verimdeki artış döngü kritik noktadan uzaklaştıkça daha yüksek basınçlar için önemsiz hale gelir. Bu nedenle, ısı verim başlangıçta artar ve sonrasında neredeyse sabit kalır. Bu davranış 250 bar ve 300 bar verim çizgilerinin birbirine yakınlığı ile doğrulanabilir. Kritik nokta civarındaki sabit kompresör giriş basıncı için, çıkış basıncının 150 bar'dan 200 bar'a yükseltilmesi verimlilikte büyük bir fark yaratırken, 250 bar'dan 300 bar'a yükseltmenin önemli bir etkisi yoktur. Bu nedenden ötürü nihai güç çevriminde ana kompresör çıkış basıncı olarak 250 bar seçilmiş, 250 bar çıkış basıncı için maksimum verimi veren 76,3 bar'da giriş basıncı değeri olarak belirlenmiştir. Çıkış basıncının 250 bar olarak belirlenmesindeki diğer nedenler sistemde kullanılacak borulama ekipmanlarının, ısı değiştiricilerin ve diğer devre elemanlarının tedarik edilebilirliği ve maliyetleridir. 700°C sıcaklık ve 250 bar üstü basınçlar için deniz taşıtlarına ait standartları karşılayan devre elemanları bulmak hem zor hem de maliyetlidir.

Şekil 6, çevrim verimi ve net güç çıkışının ana kompresör giriş (minimum

çevrim) sıcaklığı ile değişimini farklı türbin giriş (maksimum çevrim) sıcaklıkları için göstermektedir. Sabit bir türbin giriş sıcaklığında, kompresör giriş sıcaklığının artması hem ısı verimi hem de net güç çıkışını azaltır. Ana kompresörün giriş sıcaklığı arttıkça, yeniden sıkıştırma kompresörüne giden akış miktarı artar ve ihtiyaç duyulan basınç oranı için daha fazla kompresör gücü gerekir. Bu nedenle, artan ana kompresör giriş sıcaklığı, toplam kompresör gücünü artırır, dolayısıyla net güç çıkışını azaltır. Sabit bir türbin giriş sıcaklığı için, minimum çevrim (ana kompresör giriş) sıcaklığı arttıkça, çevrime giren ısı miktarı azalır. Bununla birlikte, net güç çıkışındaki yüzdeler azalma, ısı girişindeki yüzdeler azalmadan daha yüksek olduğundan net etki ısı veriminde bir düşüş şeklinde olur.

Şekil 6'dan ana kompresör giriş sıcaklığının sabit, türbin giriş sıcaklığının değişken olduğu durumu incelemek de mümkündür. Türbin giriş sıcaklığının artırılması, türbin tarafından üretilen güç artırılmakta, dolayısıyla çevrimin net güç çıkışını artırarak çevrim verimini arttırmaktadır. Ana kompresör giriş sıcaklığı ile çevrim verimi değişimi incelendiğinde giriş sıcaklığının CO2 kritik noktasına (30,98°C) yakın olmasının



Şekil 6. Isıl Çevrim Verimi ve Net Güç Çıkışının Ana Kompresör Giriş Sıcaklığı ve Türbin Giriş Sıcaklığına Göre Değişimi

çevrim verimini arttırdığı gözlenmektedir. Bu nedenle tasarımı düşünülen güç çevrimi için ana kompresör giriş sıcaklığı 32°C olarak belirlenmiştir. Gene grafiklerden türbin giriş sıcaklığı ne kadar yüksek olursa çevrim veriminin de bir o kadar yüksek olduğu görülmektedir. Ancak bu noktada malzeme teknolojisinin sınırları, tasarımı yapılacak türbin için kullanılacak malzemelerin tedarik ve maliyetleri gibi konular göz önünde bulundurulmalıdır. Ayrıca yüksek sıcaklıklarda çalışma diğer çevrim elemanlarının maliyetlerinin artmasına da neden olacaktır. Tüm bu durumlar göz önünde bulundurulduğunda düşünülen güç çevrimi için maksimum sıcaklık değeri 700°C olarak belirlenmiştir.

Performans hesaplamaları sonucunda belirlenen ana kompresör giriş ve çıkış basınçları, ana kompresör giriş sıcaklığı, türbin giriş sıcaklığı ve hesaplamalar sırasında ihtiyaç duyulan diğer girdiler

Tablo 1’de paylaşılmış ve bu değerler kullanılarak güç üretim çevrimine ait enerji hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Çevrim noktalarına ait sıcaklık, basınç, entalpi ve entropi değerleri Tablo 2’de paylaşılmıştır. Tablo 3’de çevrim bileşenlerine ait güç ve ısı yük değerleri, Tablo 4’de çevrimdeki CO2 kütsel debileri ve Tablo 5’de düşünülen güç üretim sistemine ait yakıt tüketim değerleri gösterilmektedir. Hesaplamalarda %44,6 verime sahip 600 kW güç üretebilen bir tekrar sıkıştırılmalı süperkritik CO2 Brayton çevriminin tasarlanabileceği ve bu güç sisteminin 189 gr/kWh’lik bir özgül yakıt tüketimi değerine sahip olabileceği görülmektedir. Bu yakıt tüketimi değeri mukayesesi yapılan YANMAR 6EY18AL dizel motorunun tam yükteki tüketim değeri olan 204 gr/kWh [10] ile karşılaştırıldığında %7,4’lik bir kazanca işaret etmektedir.

Tablo 2. Çevrim Noktalarına Ait Değerler

Durum Noktası	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
1	76,3	32	311,4	1,364
2	250	72	341,7	1,377
3	248	205	591,4	1,998
4	246	491	958,1	2,603
5	244	700	1221,8	2,910
6	82,3	556	1052,2	2,933
7	80,3	241	685,5	2,383
8	78,3	89	506,1	1,971

Tablo 3. Enerji Denge Tablosu

Enerji	kW	%
Çevrime giren ısı miktarı	1346	100
Türbin tarafından üretilen güç	822	
Ana kompresör tarafından harcanan güç	106	
Tekrar sıkıştırma kompresörü tarafından harcanan güç	116	
HTR ısı yükü	1778	
LTR ısı yükü	870	
Soğutucu ısı yükü	678	
Net enerji çıkışı	600	44,6

Tablo 4. CO2 Kütlesel Debiler

Debi	kg/s	%
Toplam kütlesel debi	4,85	100
Ana kompresöre giden akış miktarı	3,48	
Tekrar sıkıştırmaya giden akış miktarı	1,37	28,2

Tablo 5. Yakıt Tüketim Verileri

Debi	
Yakıt tüketimi	31,5 gr/s
Özgül yakıt tüketimi	189 gr/kWh

4. Sonuç

Bu çalışmada, sCO₂ tekrar sıkıştırmalı güç çevriminin termodinamik hesaplamaları gerçekleştirilmiş tasarım noktasındaki çalışma basınç ve sıcaklık değerleri, türbin gücü, kompresör güçleri, ısı değiştirici ısı yük değerleri ve çevrim verimi hesaplanmıştır. Hesaplamalar sonucunda %44,6 çevrim veriminin elde edilebileceği, tasarlanacak sCO₂ güç çevriminin 189 gr/kWh ile mukayesesi yapılan YANMAR 6EY18AL dizel motordan %7,4 daha az özgül yakıt tüketim değerine sahip olduğu tespit edilmiştir. Bu çalışmada elde edilen bulgular sonucunda sCO₂ güç çevriminin dizel motorlara alternatif olabileceği değerlendirilmektedir.

Kaynaklar

- [1] Sulzer (1948), Verfahren zur Erzeugung von Arbeit aus Wärme. Swiss Patent: 269 599.
- [2] E. Feher (1962), Supercritical Thermodynamic Cycles for External and Internal Combustion Engines, Astropower, Inc. Engineering Report, 1962.
- [3] E. Feher (1968), The Supercritical Thermodynamic Power Cycle, Energy Conversion., no. VOL.8, pp. 85-90.

- [4] G. Angelino (1969), Real Gas Effects in CarbonDioxide, ASME, 69-GT-102, no. 102.
- [5] V. Petr ve M. Kolovratnik (1997), A Study on Application of a Closed Cycle CO₂ Gas Turbine in Power Engineering (in Czech), Czech Technical University in Prague, Department of Fluid Dynamics and Power Engineering, Division of Power Engineering, Departmental report Z-523/97.
- [6] V. Petr, M. Kolovratnik ve V. Hanzal (1999), On the Use Of CO₂ Gas Turbine in Power Engineering (in Czech), Czech Technical University in Prague, Department of Fluid Dynamics and Power Engineering, Division of Power Engineering, Departmental report Z-530/99.
- [7] V. Dostal (2004), A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors, Doktora Tezi, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, USA.
- [8] R. Dennis (2014), NETL, Erişim Tarihi: 17 Nisan 2016, <http://www.netl.doe.gov/File%20Library/Events/2014/sco2workshop/1-3---US-DOE-SCO2-Project-summaries.pdf>.
- [9] Y. Ahn, S. J. Bae, M. Kim, S. K. Cho, S. Baik, J. I. Lee ve J. E. Cha, (2015), Review Of Supercritical CO₂ Power Cycle Technology And Current Status Of Research And Development, Nuclear Engineering and Technology, no. 47, pp. 647-661.
- [10] A. Parlak ve G. Kökkülünk (2016), Bir Gemi Dizel Motorunun Performans Ölçümü ve Değerlendirilmesi, JEMS, cilt 4(2), pp. 165-173.
- [11] R. Span ve W. Wagner (1996), A new Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa, J. Phys. Chem. Ref. Data, cilt Vol.25, no. No.6, pp. 1509-1596.

- [12] Unilab Srl. (2017). What happens to fluid properties near the critical point?. Erişim Tarihi: 3 Ocak 2019, <http://www.unilab.eu/articles/fluid-properties-near-critical-point/>.