



## TRİLATERAL ÇEVİRİM-ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİM (TLÇ-ORÇ) VE ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİM-ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİM (ORÇ-ORÇ) BİRLEŞİK GÜÇ SİSTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRMALI PERFORMANS ANALİZİ

<sup>1</sup>Nagihan BİLİR SAĞ , <sup>2</sup>Mehmet ÖZÇELİK 

<sup>1</sup>Konya Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Konya, TÜRKİYE

<sup>2</sup>Van Yüzyüncü Yıl Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Van, TÜRKİYE

<sup>1</sup>[nbilir@ktun.edu.tr](mailto:nbilir@ktun.edu.tr), <sup>2</sup>[mehmetozcelik@yyu.edu.tr](mailto:mehmetozcelik@yyu.edu.tr)

(Geliş/Received: 22.04.2021; Kabul/Accepted in Revised Form: 20.05.2021)

**ÖZ:** Yenilenebilir enerji kaynaklarının ısı enerjisini veya atık ısı enerjisini kullanarak güç üretmek için en yaygın kullanılanlardan biri Organik Rankine çevrimidir. Trilateral Çevrim ise Organik Rankine çevriminden türbin elemanı yerine genleştirici kullanılması yönüyle ayrılır. Bu çalışmada, Trilateral çevrim - Organik Rankine çevrim ve Organik Rankine çevrim - Organik Rankine çevrim birleşik güç sistemlerinin yapıları incelenerek Engineering Equation Solver (EES) programı yardımı ile termodinamik analizleri yapıldı. Her bir birleşik güç sistem için jeotermal kaynağın ve alt çevrim evaporatörünün farklı sıcaklık değerlerinde sistem performansını maksimum yapan akışkan çiftleri belirlendi ve bu belirlenen akışkan çiftleri kullanan birleşik güç sistemlerinin sonuçları karşılaştırıldı. Araştırma sonuçlarına göre, her bir çalışma şartı için ısı verimi ve/veya sistemden elde edilen net gücü maksimum yapan akışkan çiftleri olduğu tespit edildi. Jeotermal kaynağın 100-280 °C sıcaklıklarında birleşik güç sisteminin net gücünü maksimum yapan alt çevrim evaporatör sıcaklığının olduğu tespit edildi. Çalışma şartlarına bağlı olarak ORÇ-ORÇ'nin net güç çıktısının TLÇ-ORÇ'ye göre % 23,5'e kadar daha yüksek olduğu belirlendi.

**Anahtar Kelimeler:** Birleşik güç sistemleri, Jeotermal Enerji, Organik akışkan, Organik Rankine çevrimi, Trilateral çevrim

### Comparative Performance Analysis of Combined Power Systems Trilateral Cycle-Organic Rankine Cycle (TLC-ORC) and Organic Rankine Cycle Organic Rankine Cycle (ORC-ORC)

**ABSTRACT:** One of the most widely used to generate power using heat energy or waste heat energy from renewable energy sources is the Organic Rankine cycle. The Trilateral Cycle differs from the Organic Rankine cycle in that it uses an expander instead of a turbine element. In this study, the structures of Trilateral cycle - Organic Rankine cycle and Organic Rankine cycle - Organic Rankine cycle combined power systems were examined and thermodynamic analyzes were made with the help of Engineering Equation Solver (EES) program. For each combined power system, the fluid pairs that maximize the system performance at different temperatures of the geothermal source and sub-cycle evaporator were determined and the results of the combined power systems using these determined fluid pairs were compared. According to the results of the research, it was determined that there are pairs of fluids that maximize the thermal efficiency and / or the net power obtained from the system for each operating condition. It was determined that at temperatures of 100-280 °C of the geothermal resource, the combined power system was evaporating hot, which maximized the net power. Depending on the working conditions, it was determined that the net power output of ORC-ORC was up to until 23.5 % higher than TLC-ORC.

**Key Words:** Combined power systems, Geothermal Energy, Organic fluid, Organic Rankine cycle, Trilateral cycle

## GİRİŞ (INTRODUCTION)

Yüksek sıcaklığa sahip ısı kaynaklarından güç üretiminde birçok yöntem kullanılır. Rankine Çevrimi de güç üretimi için tercih edilen yöntemler arasındadır. Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) ve Trilateral Çevrimlerinde (TLÇ) ise çalışma akışkanı olarak kullanılan organik akışkanların sahip olduğu termodinamik özellikler sayesinde düşük ve orta sıcaklığa sahip ısı kaynaklarından güç üretimi sağlanmaktadır. ORÇ ve TLÇ, Rankine Çevrimi ile aynı elemanlara sahiptirler. Fakat TLÇ’de türbin elemanı yerine genleştirici kullanılır.

Açık literatürde ORÇ-ORÇ ile ilgili çalışmalar yer alırken TLÇ-ORÇ ile ilgili oldukça az çalışma olduğu görülmektedir.

**Çizelge 1.** Literatürdeki bazı çalışmaların sonuçları

*Table 1. Results of some studies in the literature*

Kaynak	Isı Kaynağı Sıcaklık Aralığı (°C)	T <sub>EV,1</sub> (K)	T <sub>EV,2</sub> (K)	TLÇ-ORÇ			ORÇ-ORÇ		
				W <sub>net</sub> (kW)	η <sub>b,th</sub> (%)	η <sub>b,ek</sub> (%)	W <sub>net</sub> (kW)	η <sub>b,th</sub> (%)	η <sub>b,ek</sub> (%)
Yu ve diğ. (2018)	-	470	343	11.8	25	65,6	8.8	18,7	50
Li ve diğ. (2019)	-	530	373	11.3	24,2	63,2	W <sub>net</sub> 'teki maksimum % artış	η <sub>b,ek</sub> 'teki maksimum % artış	
Braimakis ve Karellas (2018)	100-300	-	-	-	-	-	25	25	

TLÇ-ORÇ birleşik güç sistem ile ilgili çalışmalara bakıldığında bir çalışmada Yu ve diğ. (2018) ORÇ-ORÇ sisteminin üst çevrim için ORÇ yerine TLÇ önermişlerdir. ORÇ-ORÇ ile TLÇ-ORÇ sistemlerini termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizlerini kullanarak karşılaştırmışlardır. Her iki sıcaklık çevrimlerinin evaporatör sıcaklığının; alt ve üst çevrimler üzerindeki etkilerini farklı çalışma akışkanları için ayrı ayrı incelemişlerdir. T<sub>EV,1</sub> = 470 K ve T<sub>EV,2</sub> = 343 K sıcaklık şartlarında TLÇ-ORÇ sistemi kullanıldığında ORÇ-ORÇ sistemine kıyasla maksimum değerler sırasıyla % 34,1, % 33,7 ve % 31,2 daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Bu çalışma sıcaklıkları için TLÇ-ORÇ sistemi ile çalışılması daha uygun olacaktır.

Li ve diğ. (2019) atık ısı kaynağı ve çalışma akışkanı arasında daha iyi bir ısıl uyum elde etmek için TLÇ-ORÇ birleşik güç sistemini kullanmışlardır. Üst çevrim olan TLÇ için Sikloheksan, Toluen, Benzen ve su akışkanlarını; alt çevrim olan ORÇ de ise R245fa soğutucu akışkanını çalışma akışkanı olarak seçmişlerdir. TLÇ-ORÇ birleşik güç sisteminin termodinamik analizini sonucu maksimum sistem performansı TLÇ’de çalışma akışkanı olarak Toluen kullanılması durumunda elde edilmiştir. Evaporatör sıcaklıkları arttıkça sistemin net güç çıkışının, ısıl veriminin ve ekserji veriminin arttığı gözlemlenmiştir. Üst çevrim evaporatör sıcaklığı 530 K ve alt çevrim evaporatör sıcaklığı 373 K için TLÇ’de akışkan olarak Toluen kullanılması durumunda birleşik sistemin maksimum net güç çıkış, ısıl verim ve ekserji verim değerlerinin sırasıyla 11.3 kW, % 24,2 ve % 63,2 olarak bulmuşlardır.

Wang ve diğ. (2014) genleştirici izentropik veriminin, üst çevrimin buharlaşma basıncının ve alt çevrimin yoğuşma sıcaklığının ORÇ-ORÇ birleşik güç sisteminin performansı üzerindeki etkilerini değerlendirmiştir. Song ve Gu (2015) ORÇ-ORÇ birleşik güç sistem ile egzoz atık ısısından ve motor ceket suyu atık ısısından elektrik üretimini ve üst çevrimin atık ısısının da üst çevrim kondenserini alt çevrimin evaporatörü olarak kullanıp geri kazanımını hedeflemiştir. Simülasyon sonuçları üst çevriminin farklı yoğunlaşma koşulları altında, alt çevriminin pinch point (sıkıştırma) noktasının

belirdiğini ortaya çıkarın farklı yerlerde, farklı buharlaşma sıcaklıklarına ve diğer termal parametrelere neden olur. Üst çevrim için sikloheksan ve alt çevrim için R245fa ile çalışıldığında, birleşik güç sistem, 111.2 kW maksimum güç çıkışına ulaşır ve motorun orijinal güç çıkışı 996 kW olduğundan, sistem tarafından üretilen ek güç, motor gücünü % 11,2 oranında artırabileceği sonucuna varmışlardır.

Apostol ve diğ. (2014) ORÇ, ön ısıtılmalı ORÇ, rejeneratif ORÇ, ORÇ-rejeneratif ORÇ, ORÇ-ORÇ ve ön ısıtılmalı ORÇ-rejeneratif ORÇ sistemleri arasından motor jeneratörün baca gazı atık ısı ve motor soğutma suyu atık ısısının geri kazanımını sağlarken aynı zamanda maksimum güç çıkışı elde edilen çevrimi seçmeyi amaçlamışlardır. Akışkan analizi ile de en iyi güç çıkış değerlerine ulaşılan çalışma akışkanını bulmaya çalışmışlardır. Yapılan termodinamik analiz sonuçlarına göre farklı kimyasal sınıftan on çalışma akışkanı için en iyi konfigürasyonun ORÇ-ORÇ birleşik güç sistemi ve en iyi akışkanın da R1336mzz akışkanı olduğunu bulmuşlardır.

Yang ve diğ. (2017a) altı silindri bir CNG (sıkıştırılmış doğal gaz) motorun egzoz atık ısısını, soğutma sisteminden gelen atık ısıyı ve iç soğutucu atık ısısını geri kazanmak amacıyla ORÇ-ORÇ birleşik güç sistemi için termodinamik, ısı transferi ve optimizasyon modelleri oluşturmuştur. CNG motorunun tüm çalışma aralığı boyunca atık ısı karakteristiklerine uygun olarak net güç çıkışını en üst düzeye çıkarmak ve ısı transfer alanını en aza indirmek amacıyla termodinamik ve ısı transfer performansları bir GA (genetik algoritma) kullanılarak Pareto yöntemiyle hesaplanmış ve sistemin optimum çalışma aralığını belirlemişlerdir. Analizde ayrıca üst çevrimin optimum buharlaşma basıncı ve aşırı ısınma derecesinin CNG motorunun çalışma koşullarından etkilendiği sonucuna varmışlardır. Yang ve diğ. (2017b) ayrıca başka bir çalışmalarında ORÇ-ORÇ birleşik güç sistemlerinin termo - ekonomik optimizasyon ve analizini çalışmışlardır.

Braimakis ve Karellas (2018) atık ısı geri kazanımı için ORÇ-ORÇ'nin ekserji optimizasyonunu yapmışlardır. Optimizasyon değişkenleri olarak üst ve alt çevrimlerin evaporatör basınçları ile üst çevrimdeki buharlaştırıcı minimum sıcaklık farkı ve kondenser sıcaklığı seçilmiştir. Araştırmacılar çalışmalarında tek kademeli ORÇ ile karşılaştırıldığında ORÇ-ORÇ birleşik güç sistemlerinin ekserji verimini iyileştirme potansiyelini araştırmayı ve 100 - 300 °C arasındaki ısı kaynağı sıcaklıkları için net güç çıkışlarını en üst düzeye çıkarmayı amaçlamışlardır. ORÇ-ORÇ ile elde edilen sonuçlar tek kademeli döngülerle karşılaştırılmış, bu çalışma sıcaklıkları için ORÇ-ORÇ'lerde tek kademeli ORÇ'lere kıyasla değişen ısı kaynağı sıcaklıkları için güç çıkışı ve ekserjetik verimliliğin göreceli olarak % 25'e kadar artabileceği sonucuna varmışlardır.

Lu ve diğ. (2018), jeotermal sistemlerde tek flaş sistemi, çift flaş sistemi, flaş-ORÇ sistemi ve çift flaş-ORÇ sistemi olmak üzere dört güç üretim sisteminin hem termodinamik hem de tekno-ekonomik analizini yapmışlardır. Termodinamik analizde sistemlerin net güç çıkışını % 20 oranında artırmak amacıyla, sistemler arasında yapılan karşılaştırmalar ile optimizasyon yapılmıştır. R123, R152a, izobütan, n-pentan ve R245fa çalışma akışkanları her bir sistemde çalıştırılmış ve farklı jeotermal akışkan koşulları altında optimum jeotermal enerji çevrimlerinin seçilmesi amaçlanmıştır. Tekno-ekonomik analizde ise elektrik seviye maliyeti ve geri ödeme süresi değerlendirilmiştir.

Mohammadkhani ve Yari (2019) dört zamanlı turboşarjlı dizel motor için sıfır boyutlu bir simülasyon modeli geliştirmiştir. Motorun hem egzoz atık ısı ve hem de soğutma suyunun atık ısısından yararlanmak amacıyla transkritik bir ORÇ-ORÇ birleşik güç sistemi kullanmışlardır. Üst ve alt çevrimlerde sırasıyla Toluen ve R143a çalışma akışkanları kullanıldığında en iyi termodinamik sonuçların elde edildiğini görmüşlerdir.

Bu çalışmada TLÇ ve ORÇ'nin kullanıldığı iki birleşik güç sistemde yeni nesil organik akışkanlar kullanılarak karşılaştırmalı enerji analizi yapılmıştır. Termodinamiğin birinci yasasını kullanarak EES programı yardımı ile birleşik güç sistemlerinin enerji analizi yapılmıştır.

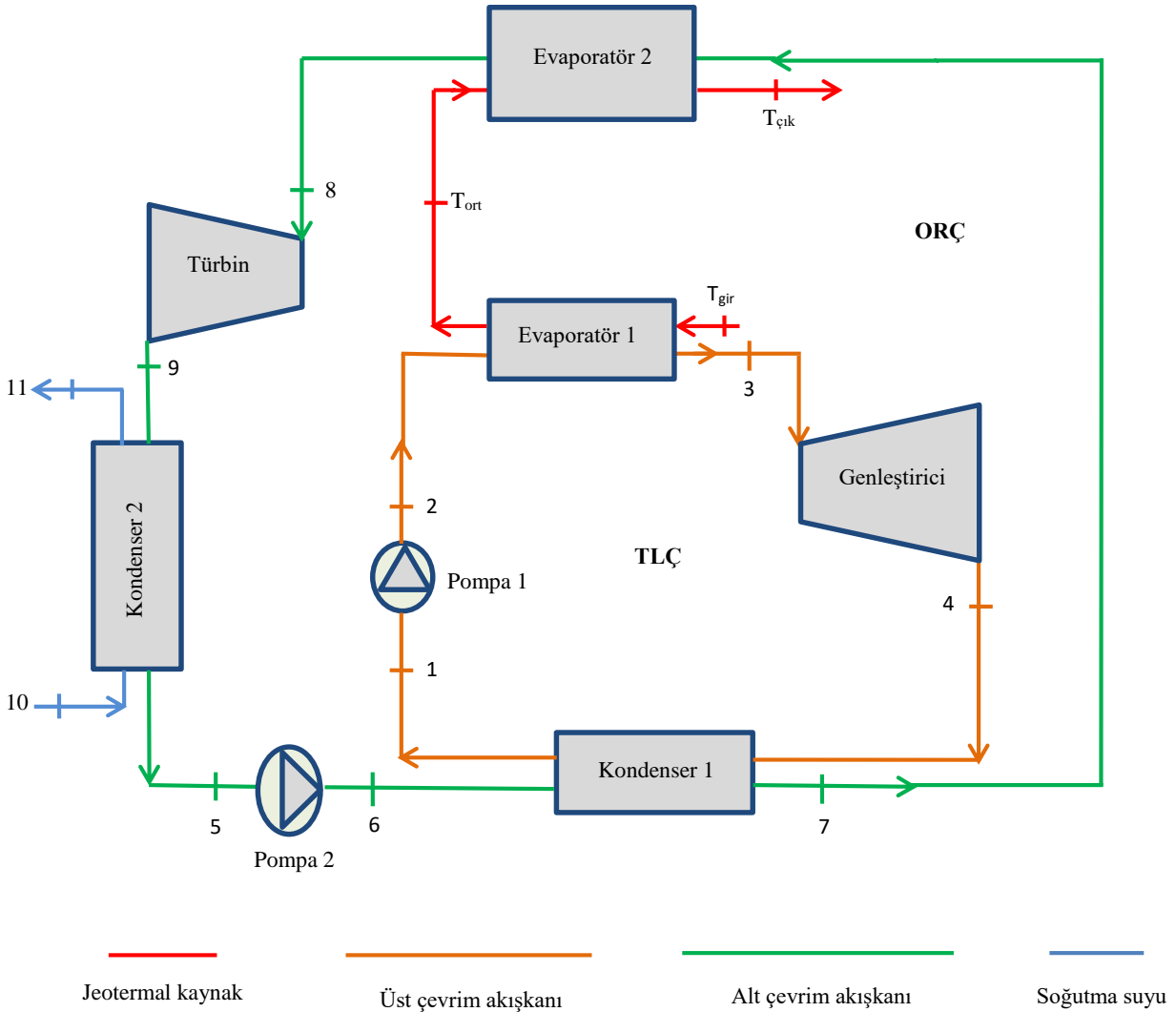
Literatürde ORÇ-ORÇ birleşik güç sistemleriyle ilgili çalışmaların yapılmış olduğu buna karşın TLÇ-ORÇ'yi konu alan çalışmaların yok denecek kadar az olduğu görülmüştür. Bu nedenle ORÇ ve TLÇ'nin kullanıldığı birleşik güç çevrimlerinin karşılaştırmalı termodinamik analiz sonuçları literatüre önemli ölçüde katkı sağlayacaktır.

Ayrıca yeni nesil organik akışkanlar kullanarak hem jeotermal kaynağın farklı sıcaklıkları için hem

de alt çevrimin farklı evaporatör sıcaklıkları için hangi akışkan çiftinin birleşik güç sisteminin performansını maksimum yaptığının belirlenmesi de bu çalışmayı ön plana çıkarmaktadır.

### MATERYAL ve YÖNTEM (MATERIAL and METHOD)

### Trilateral Çevrim – Organik Rankine Çevrim Birleşik Güç Sistemi (TLÇ-ORÇ) (Trilateral Cycle – Organic Rankine Cycle Combined Power System (TLC-ORC))

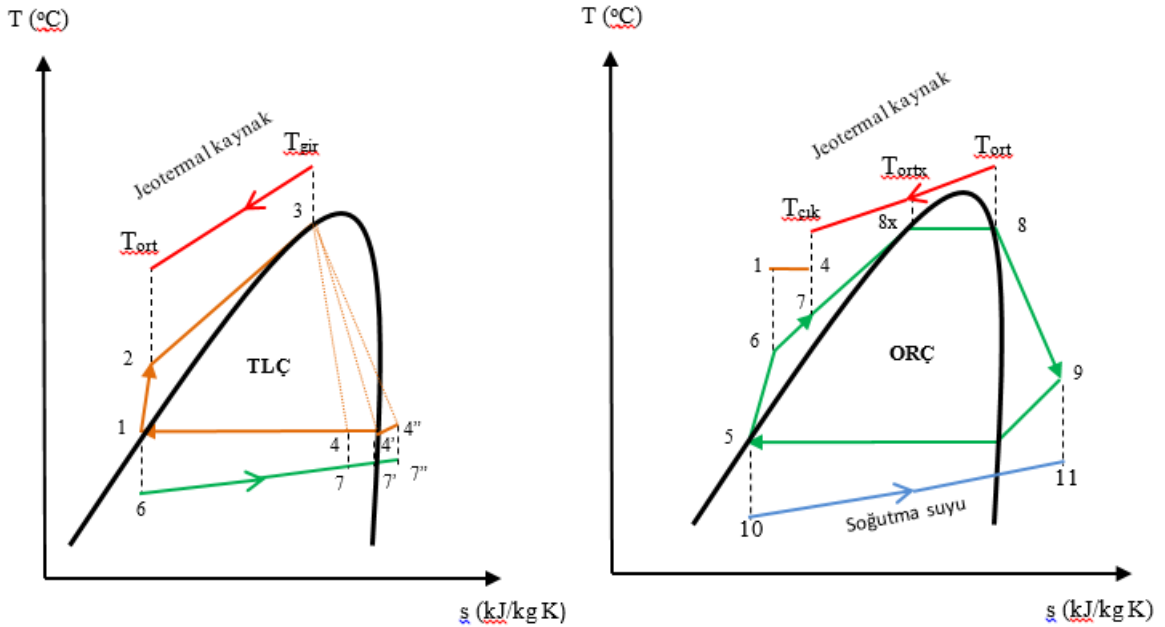


**Şekil 1.** TLÇ-ORÇ birleşik güç sisteminin tesisat şeması

*Figure 1. Installation diagram of TLC-ORC combined power system*

TLÇ-ORÇ birleşik güç sisteminde üst çevrim TLÇ, alt çevrim ise ORÇ'dir. TLÇ ve ORÇ çalışma prensibi olarak Rankine çevrimine oldukça benzerler. Ayırt edici en önemli fark, çalışma akışkanı olarak organik akışkan kullanılmasıdır. Organik akışkanlar, suya ve inorganik akışkanlara göre kritik sıcaklık ve kritik basınç değerleri daha düşük, moleküler ağırlığı ise daha yüksektir. Bu da organik akışkanların ısı enerjisini daha çabuk bünyesine alarak çabuk buharlaşmasını ve çok düşük sıcaklıklı enerji kaynaklarından yararlanmaya imkan sağlar. Aynı zamanda organik akışkanlar çalışma akışkanı olarak sistemde çalışırken sistem elemanlarının korozyona uğrama ihtimali düşer ve sistem ömrü uzar. İnorganik akışkanlar, organik akışkanlara kıyasla düşük kütle akış oranına ve küçük ısı girdisine sahiptir. ORÇ'lerde organik akışkanlar kullanıldığı için çevrimin temiz ve daha verimli çalışması beklenmektedir.

TLÇ-ORÇ birleşik güç sisteminin çalışma prensibi: Çalışma akışkanı üst çevrimin (TLÇ) pompasına 1 durumunda doymuş sıvı olarak girer ve 2 durumunda pompayı terk eder. 2 durumunda sıkıştırılmış sıvı fazında evaporatör 1'e girer ve burada jeotermal kaynaktan ısı enerjisini çekerek doymuş sıvı durumuna gelir ve evaporatörden çıkar. 3 durumunda genişletiriciye giren akışkan çalışma şartlarına bağlı olarak 4 durumunda sıvı-buhar karışımı, doymuş buhar ya da kızgın buhar olarak genişletiriciyi terk eder. 4 durumunda kondenser 1'e giren akışkan alt çevrimdeki akışkana ısını vererek yoğunlaşır ve 1 durumunda doymuş sıvı olarak tekrar pompaya girer ve bu çevrim bu şekilde devam eder. Alt çevrimde (ORÇ) ise çalışma akışkanı 5 durumunda pompa 2'ye doymuş sıvı olarak girer ve 6 durumunda pompayı terk eder. 6 durumunda ORÇ için ön ısıtıcı kabul edilen elemana girerek üst çevrimin atık ısını (kondenser 1'in attığı ısı) alır ve 7 durumunda evaporatör 2'ye girer. Evaporatör 2'de akışkan TLÇ çevriminde  $T_{ort}$  sıcaklığında çıkan jeotermal enerji kaynağından ısıyı çeker ve doymuş buhar fazında 8 durumunda evaporatörü terk eder. Türbine doymuş buhar olarak giren çalışma akışkanı türbini 9 durumunda kızgın buhar olarak terk eder. Kondenser 2 basıncına sahip akışkan 9 durumunda da kondenser 2'ye girer ve ısını soğutma suyuna vererek yoğunlaşır. Akışkan 5 durumunda doymuş sıvı fazında kondenserden çıkar ve pompaya girer ve çevrim bu şekilde devam eder.

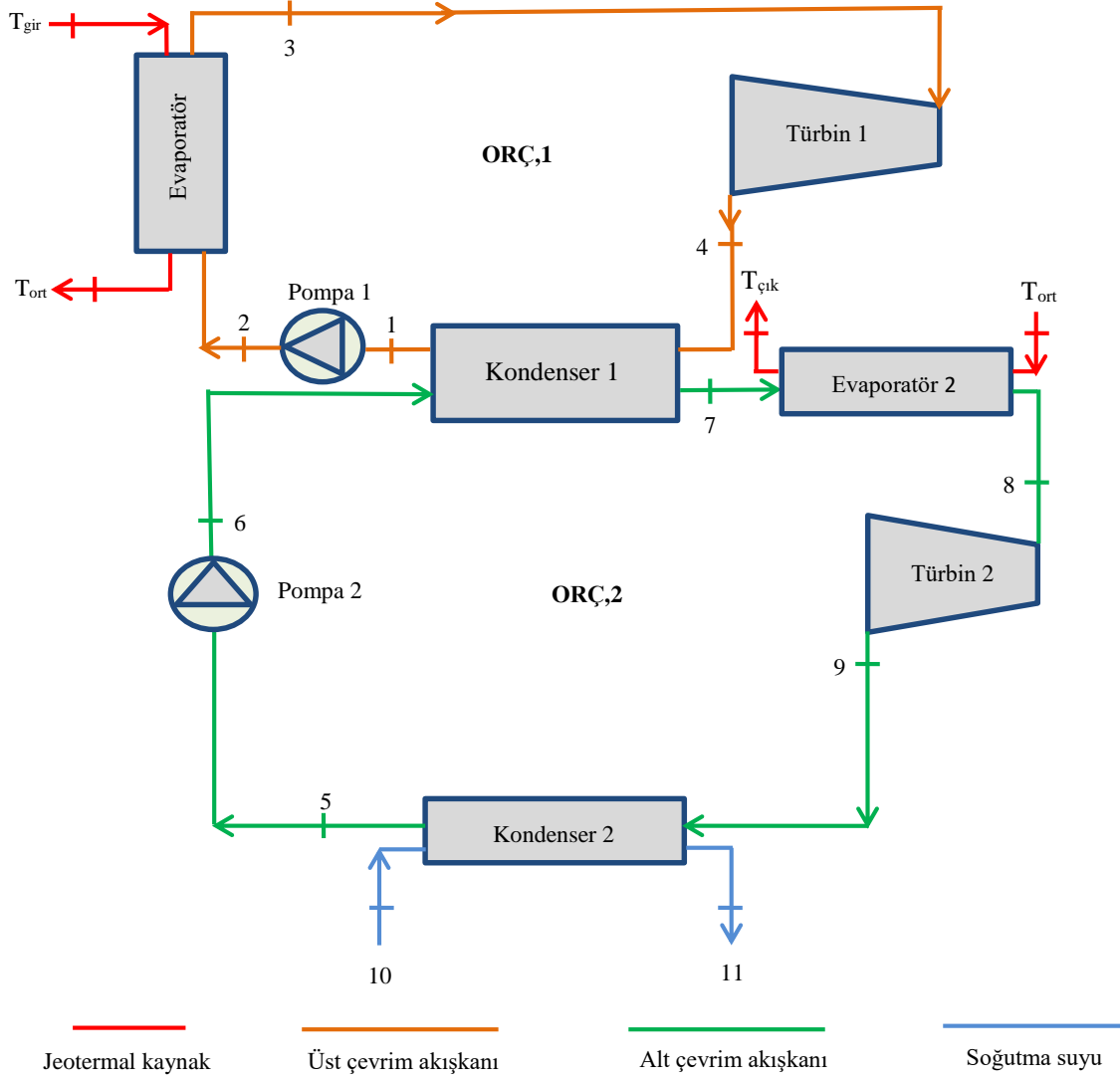


Şekil 2. TLÇ-ORÇ sisteminin T-s diyagramı

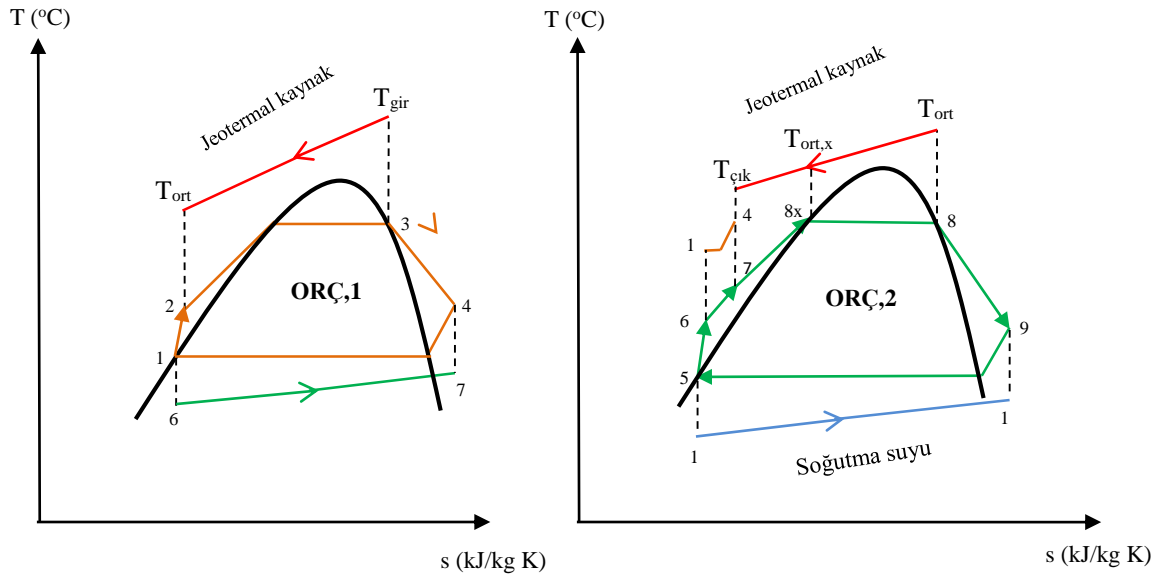
Figure 2. T-s diagram of the TLC-ORC system

### Organik Rankine Çevrim – Organik Rankine Çevrim Birleşik Güç Sistemi (ORÇ-ORÇ) (Organic Rankine Cycle – Organic Rankine Cycle Combined Power System (ORC-ORC))

ORÇ-ORÇ birleşik güç sisteminin çalışma prensibi TLÇ-ORÇ sisteminkine benzerdir ve sistem elemanları da TLÇ-ORÇ ile aynıdır. Sadece ORÇ'de genişletirici yerine türbin kullanılır. ORÇ-ORÇ birleşik güç sisteminde üst ve alt ORÇ döngülerinin çalışma akışkanları jeotermal kaynaktan ısı alırlar. Üst çevrimin kondenseri alt çevrimde TLÇ-ORÇ sisteminde olduğu gibi bir ön ısıtıcı görevindedir. Bu ön ısıtıcıyla üst çevrim ORÇ kondensерinden alt çevrim ORÇ çalışma akışkanı geçirilerek sıcak döngünün atık ısı birleşik güç sisteminde geri kazanılır. Bu şekilde tek kademeli güç çevrimlerine göre daha yüksek ısı verim ve net güç çıkışı elde etmek amaçlanır.



Şekil 3. ORÇ-ORÇ birleşik güç sisteminin tesisat şeması  
 Figure 3. Installation diagram of ORC-ORC combined power system



Şekil 4. ORÇ-ORÇ sisteminin T-s diyagramı

Figure 4. T-s diagram of the ORC-ORC system

#### Çalışma Akışkan Seçimi (Working Fluid Selection)

TLÇ-ORÇ ve ORÇ-ORÇ birleşik güç sistemlerinin enerji analizleri için literatürden ve EES kütüphanesinden ORÇ'lerde kullanılan akışkanlar araştırıldı. Birleşik güç sistemlerinde kullanılacak çalışma akışkanlar seçilirken ORÇ'lerde daha önce kullanılmamış olan ve yeni nesil akışkanlar olmasına dikkat edildi.

Rankine çevriminin çalışma akışkanı olan su, ıslak bir akışkan olarak sınıflandırılır. Islak akışkanlarda genişleme sırasında oluşabilecek bir yoğuşmayı önlemek için akışkanın aşırı ısınması gerekmektedir. ORÇ'ler için ise aşırı ısınmayı gerektirmeyen sırasıyla sıfır (izentropik) ya da pozitif (kuru) eğilimli akışkanlar sistemde kullanılabilir en ideal akışkanlardır (Şahin ve diğ., 2018). Çünkü bu akışkanlar kullanıldığında türbinden çıkan akışkanın kuru kalması sağlanmış olur. Yani çalışma akışkanı, türbinden doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkar.

Organik akışkanların suya göre kritik sıcaklık ve kritik basınç değerleri daha düşük, moleküler ağırlığı ise daha yüksektir. Bu özellikleri sayesinde ORÇ'lerinde sistem elemanlarının korozyona uğrama ihtimali düşer. Aynı zamanda ORÇ'lerde organik akışkanlar kullanıldığından çevrimin temiz ve daha verimli çalışması beklenir. ORÇ'nin çevreci özelliği ve çevrimde çalışma akışkanı olarak da kullanılan organik akışkanlar sayesinde sıcak kaynaktan da yüksek verim ile yararlanmak amaçlanır.

Birleşik güç sistemlerinde kullanılacak organik akışkanların A34GS (güvenlik sınıfı) yani çabuk alev alıcılığı ve yanıcılığının yanı sıra ODP (ozon delme potansiyeli) ve GWP (küresel ısınma potansiyeli) değerleri düşük akışkanlar olmalıdır. Çabuk alev alıcılığı ve yanıcılığı düşük olmayan akışkanlar seçilirse sistemde güvenlik önlemlerine ihtiyaç duyulacaktır.

Bu çalışmada araştırmalar sonucu ODP ve GWP açısından HCFC veya HFC grubu akışkanlarından çalışma akışkanı seçimi uygun olacaktır. Ayrıca güvenlik sınıfı açısından da Çizelge 2'deki güvenlik sınıflandırılması dikkate alınarak zehirliliği düşük olan A grubu organik akışkanları arasından akışkan seçimi yapılmıştır. Güvenlik sınıfı açısından hem zehirliliği düşük hem de yanıcılığı düşük akışkanların seçilmesi amaçlanmıştır. Bu kriterler dikkate alınarak Çizelge 2'deki akışkanlar bu çalışmada seçilmiştir.

**Çizelge 2.** Birleşik güç sistemlerinde kullanılacak çalışma akışkanlarının termodinamik güvenlik özellikleri (Bao ve Zhao, 2013, Hoang, 2018 ve S Klein ve S A, 2019)

*Table 2. Thermodynamic safety properties of working fluids to be used in combined power systems (Bao ve Zhao, 2013, Hoang, 2018 ve S Klein ve S A, 2019)*

Akışkan Grubu ve Adı	Molekül Ağırlığı (kg/kmol)	T <sub>kr</sub> (°C)	P <sub>kr</sub> (kPa)	A34GS	ODP	GWP	Tipi
<b>Hidrokarbonlar</b>							
Toluen	92.14	318.6	41.3	A3	0	3	Kuru
İsobutan (R-600a)	58.1	134.7	36.4	A3	0	20	Kuru
N-butan (R-600)	58.1	152	37.9	A3	0	20	Kuru
İsopentan (R601a)	72.15	187.2	33,7	A3	0	20	Kuru
N-pentan (R601)	72.14	196.5	33.6	A3	0	20	Kuru
<b>Hidroflorokarbonlar</b>							
R245fa	134.1	154	36.1	B1	0	1030	İzentropik
R365mfc	148.1	186.9	32.7	n.a	0	825	Kuru
R236ea	152.04	139.3	35	A1	0	710	Kuru
R152a	66.1	113.3	44.5	A2	0	124	Islak
SES36	184.9	177.6	28.49	A1	0	3710	Kuru

### Enerji Analizi (Energy Analysis)

TLÇ-ORÇ ve ORÇ-ORÇ sistemlerinin termodinamik analizi, termodinamiğin birinci yasası ile genel enerji denklemleri kullanılarak her üç çevrim için belli kabuller dahilinde Engineering Equations Solition (EES) programı kullanılarak yapıldı.

Araştırılan birleşik güç sistemlerinin termodinamik analizi için yapılan kabuller:

- 1- Sistemden çevreye ısı kaybı yoktur.
- 2- Sistem elemanlarındaki ve bağlantı borularındaki basınç kayıpları ihmal edilecektir.
- 3- Jeotermal kaynağın akış debisi 30 kg/s'dir.
- 4- Genleştirici / türbin ve pompaların izentropik verimi 0.85'tir (Li ve diğ. 2019, Zeynali ve diğ. 2019 ve Yu ve diğ. 2018).
- 5- Alt ve üst çevrimlerin kondenser sıcaklıkları sırasıyla 30 °C ve 40 °C'dir.
- 6- Isı değiştiricilerinde (evaporatör ve kondenser) ısı alışverişinde bulunan iki akışkan arasındaki minimum sıcaklık farkı (pinch point) 5 °C'dir (Zhang ve diğ. 2019, Sun ve diğ. 2018 ve Sung ve diğ. 2019).

### Birleşik güç sisteminin enerji analizi (Energy analysis of the combined system)

Yukarıdaki kabuller doğrultusunda üst çevrimde dolaşan debi denklem (1) ile bulunur.

$$\dot{m}_{jeo} C_{jeo} (T_{gir} - T_{ort}) = \dot{m}_{HTC} (h_3 - h_2) \quad (1)$$

Üst çevrimin genleştiricisinde/türbininde üretilen güç denklem (2), pompanın tükettiği güç ise denklem (3) ile elde edilir:

$$\dot{W}_{gen/t} = \dot{m}_{HTC} (h_3 - h_4) \quad (2)$$

$$\dot{W}_{p1} = \dot{m}_{HTC} (h_2 - h_1) \quad (3)$$

Üst çevrimin genleştirici/türbin ve pompa çıkışının gerçek çıkış entalpi değerleri aşağıdaki denklemler ile hesaplanır:

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4s}) \eta_{gen/t} \quad (4)$$

$$h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1) / \eta_p \quad (5)$$

ORÇ'de dolaşan iş akışkanının debisi denklem (6)'dan bulunur.

$$\dot{m}_{jeo} C_{jeo} (T_{ort} - T_{ortx}) = \dot{m}_{LTC} (h_8 - h_{8x}) \quad (6)$$



Jeotermal akışkanın alt çevrimden çıkış sıcaklığı ( $T_{\text{çık}}$ ) ve ORÇ evaporatörüne çalışma akışkanının giriş entalpisi denklem (7-8) ile hesaplanır.

$$\dot{m}_{\text{ORÇ}} (h_8 - h_7) = \dot{m}_{\text{jeo}} c_{\text{jeo}} (T_{\text{ort}} - T_{\text{çık}}) \quad (7)$$

Üst çevrimin çalışma akışkanından ORÇ çalışma akışkanına ısı geçişi

$$\dot{m}_{\text{LTC}} (h_7 - h_6) = \dot{m}_{\text{HTC}} (h_4 - h_1) \quad (8)$$

ORÇ türbin çıkışının gerçek entalpi değeri:

$$h_9 = h_8 - (h_8 - h_{9s}) \eta_t \quad (9)$$

ORÇ pompa çıkışının gerçek entalpi değeri:

$$h_6 = h_5 + (h_{6s} - h_5) / \eta_p \quad (10)$$

ile bulunur.

ORÇ türbininin ürettiği güç denklem (11), pompanın tükettiği güç ise denklem (12)'den elde edilir.

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{\text{LTC}} (h_8 - h_9) \quad (11)$$

$$\dot{W}_{p2} = \dot{m}_{\text{LTC}} (h_6 - h_5) \quad (12)$$

Birleşik güç sisteminin net güç çıktısı:

$$\dot{W}_{\text{net}} = (\dot{W}_{\text{gen}} + \dot{W}_t) - (\dot{W}_{p1} + \dot{W}_{p2}) \quad (13)$$

ile hesaplanır.

Birleşik güç sisteminin jeotermal kaynaktan çektiği toplam ısı miktarı ise denklem (14) ile bulunur.

$$\dot{Q}_{\text{gir}} = \dot{m}_{\text{jeo}} c_{\text{jeo}} (T_{\text{gir}} - T_{\text{çık}}) \quad (14)$$

Birleşik güç sisteminin ısıl verimi:

$$\eta_{\text{b,th}} = \dot{W}_{\text{net}} / \dot{Q}_{\text{gir}} \quad (15)$$

şeklinde hesaplanır.

## BULGULAR VE SONUÇLARIN İRDELENMESİ (RESULTS and DISCUSSIONS)

TLÇ-ORÇ ve ORÇ-ORÇ birleşik güç sistemleri için Çizelge 2'de seçilen çalışma akışkanları her bir birleşik güç sistemin hem alt hem de üst çevrimlerde kullandı. Sistemlerin termodinamik analizi yapıldı ve elde edilen sonuçlar ısıl verim ve net güç çıkış değerleri açısından karşılaştırıldı.

### TLÇ-ORÇ ve ORÇ-ORÇ Birleşik Güç Sistemlerinin Farklı Jeotermal Kaynak Sıcaklıkları için Enerji Analizleri (Energy Analysis of TLÇ-ORÇ and ORÇ-ORÇ Combined Power Systems for Different Geothermal Source Temperatures)

**Farklı jeotermal kaynak sıcaklığı için birleşik güç sisteminin ısıl verimini maksimum yapan akışkan çifti kullanıldığında sistemin performansının incelenmesi** (Examination of the performance of the system when using the fluid pair that maximizes the thermal efficiency of the combined power system for different geothermal source temperatures)

İki birleşik güç sisteminin  $T_{\text{EV},2} = 70$  °C'de 100 – 280 °C sıcaklık aralığında farklı jeotermal enerji kaynak sıcaklık değerleri için ısıl verimi maksimum yapan akışkan çiftleri kullanılarak enerji analizleri yapılmıştır.

Jeotermal enerji kaynağının 100 – 280 °C sıcaklık aralığında ısıl verimi maksimum yapan akışkan çiftinin Toluen – Toluen olduğu belirlendi ve bu akışkan çiftini kullanan sistemlerin karşılaştırmalı analiz sonuçları Çizelge 3'te sunuldu.

**Çizelge 3.**  $T_{EV,2} = 70$  °C iken farklı jeotermal kaynak sıcaklıkları için enerji analiz sonuçlarının karşılaştırılması

*Table 3. Comparison of energy analysis results for different geothermal source temperatures when  $T_{EV,2} = 70$  °C*

$T_{jeo}$ (°C)	TLÇ-ORÇ			ORÇ-ORÇ		
	$\eta_{b,th}$ (%)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	$\dot{Q}_{gir}$ (kW)	$\eta_{b,th}$ (%)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	$\dot{Q}_{gir}$ (kW)
100	9,33	340,2	21131	9,44	343,6	21034
120	9,38	619	17618	9,50	590,8	17551
140	9,42	905,9	14313	9,56	844,8	14269
160	9,46	1203	11155	9,62	1107	11128
180	9,50	1515	8100	9,67	1380	8086
200	9,55	1847	5118	9,76	1880	5112
220	9,59	2204	22992	9,82	2246	22877
240	9,63	2600	27006	9,87	2650	26850
260	9,67	3055	31594	9,92	3113	31387
280	9,71	3610	37170	9,96	3676	36904

Çizelge 3'ten jeotermal kaynak sıcaklığı arttıkça iki birleşik güç sistemin de ısıl verim değerlerinin arttığı görülmektedir. Bu durum, ısıl verim denklemi dikkate alınacak olursa iki birleşik güç sistemin de  $\dot{W}_{net}$  ve  $\dot{Q}_{gir}$  değerleri arttığından ve  $\dot{W}_{net}$ 'teki artışın  $\dot{Q}_{gir}$ 'e kıyasla iki birleşik güç sistemde de daha fazla olması ile açıklanabilir.  $T_{EV,2} = 70$  °C ve jeotermal kaynak sıcaklığının 100 °C'den 280 °C'ye arttığında Toluen – Toluen akışkan çifti ile çalışıldığında sistemin ısıl verimi yaklaşık TLÇ-ORÇ'de % 4,1 artarken, ORÇ-ORÇ'de % 5,6 artmaktadır.

Çizelge 3'te çalışılan jeotermal sıcaklıklarında ORÇ-ORÇ'nin ısıl verimi TLÇ-ORÇ'den % 1,1 - % 2,5 kadar daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun nedeni tüm sıcaklıklar için ORÇ-ORÇ'nin ürettiği güç değerinin jeotermal kaynaktan çektiği ısıya oranının az da olsa her zaman TLÇ-ORÇ'ninkine oranla daha yüksek olması ile açıklanabilir.

Çizelge 3'te her iki birleşik güç sistemin de ürettiği net gücün jeotermal kaynak sıcaklığı arttıkça arttığı görülmektedir. Bunun sebebi şöyle açıklanabilir: Jeotermal kaynağın artan sıcaklığıyla sistemlerin evaporatör 1 sıcaklıkları artar. Dolayısıyla genişleticiye/türbine daha yüksek basınçta akışkan girer ve bu da genişleticiden/türbinden elde edilen güç üretimini artırır böylece iki birleşik güç sistemde de net güç çıkış değerleri artar. Jeotermal kaynak sıcaklığı 100 – 280 °C sıcaklık aralığında artarken iki birleşik güç sistemin de net gücü değeri yaklaşık 10,5 kat artmaktadır.

**Farklı jeotermal sıcaklığı için birleşik güç sisteminin net güç çıktısını maksimum yapan akışkan çifti kullanıldığında sistemin performansının incelenmesi** (Examination of the system's performance when using a fluid pair that maximizes the net power output of the combined power system for different geothermal temperatures)

TLÇ-ORÇ ve ORÇ-ORÇ'de jeotermal kaynak gibi yenilenebilir veya atık ısıdan faydalanıldığı için ısıl verimden ziyade kullanılan ısı enerjisinden üretilen net güç açısından sistemi ele almak daha önemlidir. Bu yüzden sistemden elde edilen gücü maksimum yapan akışkan çiftleri araştırıldı ve her bir sistem için belirlenen akışkan çiftleri kullanılarak analizler yapıldı.

**Çizelge 4.**  $T_{EV,2} = 70$  °C için arasında değişen jeotermal kaynak sıcaklıkları için sistemin güç çıkışını maksimum yapan akışkan çifti kullanıldığında birleşik güç sistemlerinin enerji analiz sonuçlarının karşılaştırılması

*Table 4. Comparison of energy analysis results of combined power systems when using the fluid pair that maximizes the power output of the system for geothermal source temperatures ranging from  $T_{EV,2} = 70$  °C*

$T_{jeo}$ (°C)	Akışkan Çifti		TLÇ-ORÇ			ORÇ-ORÇ		
	TLÇ - ORÇ	ORÇ - ORÇ	$\eta_{b,th}$ (%)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	$\dot{Q}_{gir}$ (kW)	$\eta_{b,th}$ (%)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	$\dot{Q}_{gir}$ (kW)
100	Toluen - R236ea	Toluen - R236ea	8,64	365	4224	8,82	371,8	4215
120			8,72	666,9	7648	8,95	681,9	7623
140			8,8	979,8	11139	9,1	1005	11088
160			8,87	1307	14728	9,2	1344	14641
175			8,93	1563	17511	9,26	1610	17377
180	R601a - R600	Toluen - R600a	9,12	1573	17248	9,28	1685	18161
190	R601 - R245fa	Toluen - R245a	9,2	1802	19621	9,5	1849	19484
200	R601 - R365mfc	Toluen - R365mfc	9,21	1955	21239	9,45	2001	21166
210	Toluen - Toluen	Toluen - R601	9,6	2022	21135	9,52	2158	22663

Jeotermal kaynak sıcaklığının 100 – 210 °C aralığında sistemin net güç çıktısını maksimum yapan akışkan çiftleriyle çalışıldığında jeotermal kaynağın artan sıcaklığıyla iki birleşik güç sistemin ısı verimleri, güç çıktıları ve jeotermal kaynaktan çekilen toplam ısı miktarının karşılaştırılması ise Çizelge 4'te sunulmuştur. Çizelgeye bakıldığında sistemin güç çıktısını maksimum yapan akışkan çiftinin jeotermal kaynak sıcaklığına bağlı olarak değiştiği görülmektedir.

Jeotermal kaynak sıcaklığı arttıkça iki birleşik güç sistemin de ısı verim değerlerinin arttığı görülmektedir. Bunun sebebi daha önce açıklanmıştır.  $T_{EV,2} = 70$  °C iken jeotermal kaynak sıcaklığı 100 °C'den 175 °C'ye arttığında Toluen – R236ea akışkan çifti kullanan sistemin ısı verimi TLÇ-ORÇ'de % 3,32 artarken, ORÇ-ORÇ'de yaklaşık % 5 kadar artmaktadır.

Çizelge 4'te görüldüğü gibi ORÇ-ORÇ birleşik güç sisteminin ısı verimi jeotermal sıcaklığın 210 °C durumu hariç her zaman TLÇ-ORÇ'den daha fazladır (% 1,7 – 3,4 kadar).

$T_{EV,2} = 70$  °C'de ORÇ-ORÇ sistemi ile 100 - 210 °C jeotermal kaynak sıcaklıklarında güç çıktısını maksimum yapan çalışma akışkan çiftleri kullanıldığında TLÇ-ORÇ sistemine göre daha yüksek net güç elde edildiği Çizelge 4'te görülmektedir. Araştırılan sıcaklık aralığının en yüksek değeri olan 210 °C jeotermal sıcaklık ve  $T_{EV,2} = 70$  °C çalışma şartlarında ORÇ-ORÇ'nin net güç değeri TLÇ - ORÇ sisteminden % 6,73 daha yüksektir.

Çizelge 4'te, 180 – 200 °C çalışılan jeotermal sıcaklık aralığında ORÇ-ORÇ sisteminde üretilen güç, TLÇ-ORÇ sisteminkinden % 2,4 – 7,1 daha yüksek olduğu görülmektedir.

Jeotermal sıcaklığı 220 – 280 °C için Toluen – Toluen akışkan çifti kullanıldığında sistemin hem ısı verimi hem de elde edilen güç maksimum olmaktadır. Bu nedenle bir önceki bölümde bu çalışma şartlarındaki sonuçlar sunulduğu için bu bölümde sunulmamıştır.

**Alt Çevrim Evaporatörünün Farklı Sıcaklıkları için TLÇ-ORÇ ve ORÇ-ORÇ Birleşik Güç Sistemlerinin Termodinamik Analizi (Thermodynamic Analysis of TLÇ-ORÇ and ORÇ-ORÇ Combined Power Systems for Different Temperatures of Sub-Cycle Evaporator)**

Bu bölümde jeotermal kaynağın 100, 140, 180, 190 ve 200 °C sıcaklık değerleri için çalışılan evaporatör 2 sıcaklığı için iki birleşik güç sisteminin için net güç çıkış değerlerinin karşılaştırmalı enerji analizi yapıldı. Çizelge 5'te jeotermal kaynağın bu çalışma sıcaklıkları için net güç çıkışını maksimum yapan akışkan çiftleri belirlendi.

**Çizelge 5.** Jeotermal kaynağın 100 – 280 °C sıcaklıkları için net gücü maksimum yapan akışkan çiftleri

T <sub>jeo</sub> (° C)	Akışkan Çifti	
	TLÇ-ORÇ	ORÇ-ORÇ
100	Toluen – R236ea	Toluen – R236ea
140	Toluen – R236ea	Toluen – R236ea
180	R601a – R600	Toluen – R600a
190	R601 – R245fa	Toluen – R245fa
200	R601 – R365mfc	Toluen – R365mfc
210-280	Toluen – Toluen	Toluen – Toluen

Çizelge 6'da araştırılan her bir jeotermal sıcaklığında evaporatör 2 sıcaklığı arttıkça her iki birleşik güç sisteminde ısı veriminin arttığı görülmektedir. Bunun nedeni evaporatör 2 sıcaklığı arttıkça  $\dot{Q}_{gir}$  değeri düşmekte ve  $\dot{W}_{net}$  değeri ise artmaktadır. Dolayısıyla ısı verim de artmaktadır. Çizelge 6'da T<sub>EV,2</sub>'nin sıcaklık çalışma aralığı, evaporatör 2'den geçen çalışma akışkanlar arası sıcaklık farkı ve alt çevrim çalışma akışkanının kritik sıcaklığı dikkate alınarak belirlendi.

Çizelge 6'da T<sub>jeo</sub> = 100 °C için ORÇ-ORÇ ve TLÇ-ORÇ birleşik güç sistemlerinin net güç çıkış değerlerinin T<sub>EV,2</sub> = 65 °C'de, T<sub>jeo</sub> = 140 °C için ise T<sub>EV,2</sub> = 95 °C'de, T<sub>jeo</sub> = 200 °C için ise T<sub>EV,2</sub> = 120 °C'de maksimum değere ulaştığı görülmektedir. Bunun nedeni şöyle açıklanabilir: Evaporatör 2'nin sıcaklığı arttıkça sabit jeotermal kaynak sıcaklığı için sistemde dolaşan debi miktarı düşmektedir. Fakat belli bir evaporatör 2 sıcaklığına kadar genleştirici/türbin giriş-çıkış arasındaki entalpi farkı artmakta ve bu noktada entalpi farkındaki artış debideki düşüş miktarından daha yüksek olduğu için üretilen güç maksimum değere ulaşmaktadır. Daha sonra evaporatör 2 sıcaklığı arttıkça (jeotermal sıcaklığa yaklaştıkça) entalpi farkı düşmekte ve sistemde üretilen net güç miktarı da azalmaktadır.

**Çizelge 6.** Jeotermal kaynağın 100, 140, 180, 190 ve 200 °C sıcaklıkları için farklı alt çevrim evaporatör sıcaklıkları için net güç için önerilen akışkan çiftleri kullanıldığında iki birleşik güç sisteminin enerji analizlerinin karşılaştırılması

*Table 6. Comparison of energy analysis of two combined power systems using recommended fluid pairs for net power for different sub-cycle evaporator temperatures for temperatures of 100, 140, 180, 190 and 200 °C of the geothermal source*

T <sub>jeo</sub> (°C)	T <sub>EV,2</sub> (°C)	TLÇ-ORÇ			ORÇ-ORÇ		
		η <sub>b,th</sub> (%)	W <sub>net</sub> (kW)	Q <sub>gir</sub> (kW)	η <sub>b,th</sub> (%)	W <sub>net</sub> (kW)	Q <sub>gir</sub> (kW)
100	45	4,01	274,1	6830	4,22	287,9	6819
	55	6,1	360,2	5937	6,26	371,2	5926
	65	7,85	380,5	4850	8,03	388,6	4840
	75	9,4	331,8	3536	9,56	337,2	3528
	90	11,3	115,8	1024	11,5	117,1	1021
140	45	4,2	523,9	12473	4,52	561,4	12428
	65	8,01	918,9	11479	8,28	946,5	11428
	75	9,53	1026	10758	9,79	1048	10707
	85	10,9	1071	9864	11,1	1089	9812
	95	12	1051	8766	12,2	1065	8715
180	130	14,7	302,1	2055	14,9	302,5	2032
	45	4,34	792,5	18266	4,6	829,1	18091
	85	11,3	1930	17086	11,5	1939	16896
	105	13,6	2175	15989	13,8	2174	15795
	145	16,4	2369	14446	16,5	2337	14153
190	55	8,66	1509	17429	6,72	1318	19637
	65	10,4	1788	17209	8,54	1667	19510
	75	11,9	2014	16911	10,2	1960	19307
	85	13,2	2189	16529	11,6	2198	19027
	95	14,4	2314	16063	12,8	2386	18672
	105	15,4	2391	15511	13,8	2526	18249
	145	18,1	2360	13034	16,6	2914	17519
200	70	9,21	1955	18342	9,32	1968	21125
	100	13,2	2655	17008	13,3	2658	19986
	110	14,2	2767	16314	14,3	2767	19333
	120	15,1	2819	15475	15,2	2815	18520
	130	15,9	2808	14477	16	2802	17529
	140	16,6	2732	13301	16,7	2724	16339
	180	18,5	1713	6232	18,6	1696	9137

Jeotermal sıcaklık 100 ve 140 °C için optimum evaporatör 2 sıcaklıklarında ORÇ-ORÇ'nin güç çıktısı TLÇ-ORÇ'den sırasıyla % 1,1 – 5 ve % 0,13 – 7,1 daha fazladır.

Çizelge 6'ya göre jeotermal kaynağın 100, 140, 180 ve 200 °C sıcaklıklarında çalışılan evaporatör 2 sıcaklıkları için ORÇ-ORÇ birleşik güç sisteminin ısıl veriminin TLÇ-ORÇ sisteminkinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni şöyle açıklanabilir; ORÇ-ORÇ'nin ürettiği net güç TLÇ-ORÇ'den daha yüksek, jeotermal kaynaktan çektiği enerji ise daha düşüktür. Bu iki etki ORÇ-ORÇ ısıl verimini daha yüksek yapmaktadır. Jeotermal kaynak sıcaklığı 100, 140, 180 ve 200 °C için optimum evaporatör 2 sıcaklıklarında ORÇ-ORÇ'nin ısıl verimi TLÇ-ORÇ'den sırasıyla % 1,4 – 5,2, % 1,3 - 7,5, % 0,7 – 5,6 ve % 0,32 – 1,2 kadar daha fazladır.

Jeotermal kaynak sıcaklığı 180 °C'de T<sub>EV,2</sub> sıcaklığı 85 °C'ye kadar ORÇ-ORÇ sistemi ile TLÇ-ORÇ'ye göre % 0,46 - 4,6 arasında daha fazla güç üretildiği, 105 °C'de iki sistemin güç değerlerinin hemen hemen aynı olduğu, 145 °C sıcaklığı için ise TLÇ-ORÇ ile ORÇ-ORÇ'den % 2,43 arasında daha fazla güç

üretildiği görülmektedir. Çizelge 5'te jeotermal sıcaklık 200 °C'deyken çalışılan evaporatör 2 sıcaklıkları için ORÇ-ORÇ ve TLÇ-ORÇ birleşik güç sistemlerinin net güç çıkış değerlerinin  $T_{EV,2} = 120$  °C'ye kadar artmış daha sonra azalmıştır. Evaporatör 2'nin 70 – 100 °C sıcaklık aralığında ORÇ-ORÇ'nin ürettiği net güç TLÇ-ORÇ'den daha yüksek, 110 °C'de iki sistemin güç değerleri eşit, 150 – 180 °C sıcaklık aralığında ise TLÇ-ORÇ sistemi ile ORÇ-ORÇ'den % 0,43 – 1 aralığında daha fazla güç çıkışı elde edilmiştir.

$T_{jeo} = 190$  °C'de ve  $T_{EV,2}$ 'nin 55 – 145 °C sıcaklık aralığında R601a – R245fa akışkan çifti kullanıldığında  $T_{EV,2}$ 'nin artan sıcaklığıyla ORÇ-ORÇ'nin ısı veriminin ve net gücünün arttığı görülmektedir. TLÇ-ORÇ'nin ürettiği net güç ise  $T_{EV,2} = 105$  °C'ye kadar arttığı ve 145 °C'de ise az da olsa düştüğü görülmektedir.

Çalışılan evaporatör 2 sıcaklıkları için TLÇ-ORÇ birleşik güç sisteminin ısı verimi ORÇ-ORÇ sisteminden daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun nedeni şöyle açıklanabilir; Çizelge 6'ya bakıldığında evaporatör 2'nin 55 – 75 °C sıcaklık aralığında TLÇ-ORÇ'nin ürettiği net güç ORÇ-ORÇ'den daha yüksektir. Evaporatör 2'nin 85 – 145 °C sıcaklıklarında ise ORÇ-ORÇ ile elde edilen net güç değerleri daha yüksektir. Buna karşın ORÇ-ORÇ'nin jeotermal kaynaktan çektiği enerji tüm sıcaklıklar için TLÇ-ORÇ'den oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Bu nedenle de tüm evaporatör 2 sıcaklıkları için TLÇ-ORÇ sisteminin ısı verim değerleri daha yüksektir. Jeotermal kaynak sıcaklığı 190 °C'deyken evaporatör 2 sıcaklığı 55 °C'den 145 °C'ye kadar artarken ORÇ-ORÇ'nin ısı verim değeri % 6,7'den % 16,6'ya kadar artarken TLÇ-ORÇ'nin verim değeri ise % 8,656'dan % 18,1'e kadar artar. Ayrıca jeotermal sıcaklık 190 °C'de 145 °C evaporatör 2 sıcaklığı için ORÇ-ORÇ'nin ürettiği net güç % 23,5 daha fazladır.

Jeotermal kaynak sıcaklığı arttıkça her iki çevrimde de jeotermal kaynaktan çekilen toplam ısı miktarı azaldığı Çizelge 6'da görülmektedir. Bunun nedeni evaporatör 2 sıcaklığı arttıkça jeotermal akışkanın sistemden çıkış sıcaklığının artmasıdır.  $\dot{Q}_{gir}$  formülü düşünüldüğünde  $T_{jeo}$ ,  $\dot{m}_{jeo}$ , ve  $C_{jeo}$  değerleri sistemlerde sabit kalırken  $T_{cik}$  değeri ise sürekli artmaktadır bu da  $\dot{Q}_{gir}$  değerini düşürmektedir.

Çizelge 6'da görüldüğü gibi araştırılan çalışma şartları için evaporatör 2 sıcaklığı arttıkça ORÇ-ORÇ ve TLÇ-ORÇ'nin güç çıkış değerleri artmış ve maksimum değere ulaşmıştır daha sonra ise azalmıştır. Bunun nedeni şöyle açıklanabilir: Evaporatör 2'nin sıcaklığı arttıkça sabit jeotermal kaynak sıcaklığı için sistemde dolaşan debi miktarı düşmekte ve belli bir evaporatör 2 sıcaklığına (optimum evaporatör 2 sıcaklığına) kadar genleştirici/türbin giriş-çıkış arasındaki entalpi farkı artar. Bu noktada entalpi farkındaki artış debideki düşüş miktarından daha yüksek olduğundan üretilen güç maksimum değere ulaşır. Evaporatör 2 sıcaklığının artmaya devam etmesiyle de bu sıcaklık jeotermal kaynak sıcaklığına yaklaşır ve entalpi farkı düşer bu nedenle de sistemde üretilen net güç miktarı bu kez azalır.

**Çizelge 7.**  $T_{jeo} = 210-280$  °C sıcaklıklarında değişen alt çevrim evaporatör sıcaklıkları için iki birleşik güç sistemin karşılaştırmalı enerji analiz sonuçları

*Table 7. Comparative energy analysis results of two combined power systems for sub-cycle evaporator temperatures varying at  $T_{jeo} = 210-280$  °C*

$T_{jeo}$ (°C)	$T_{EV,2}$ (°C)	TLÇ-ORÇ			ORÇ-ORÇ		
		$\eta_{b,th}$ (%)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	$\dot{Q}_{gir}$ (kW)	$\eta_{b,th}$ (%)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	$\dot{Q}_{gir}$ (kW)
210	45	4,31	971,8	22546	4,6	1024	22452
	85	12,2	2434	20022	12,4	2463	19925
	105	15,1	2745	18194	15,3	2765	18099
	125	17,5	2789	15904	17,7	2801	15815
	145	19,6	2559	13070	19,7	2565	12992
	165	21,3	2041	9582	21,5	2042	9520
	200	23,7	339	1432	23,8	338,4	1422
240	45	4,4	1227	27999	4,65	1296	27851
	85	12,2	3196	26170	12,4	3235	26010
	105	15,2	3744	24730	15,4	3771	24569
	125	17,6	4020	22864	17,8	4035	22705
	145	19,6	4022	20496	19,8	4028	20344
	165	21,3	3741	17530	21,5	3739	17391
	205	24	2215	9231	24,1	2207	9147
	230	25,2	449,6	1782	25,4	447,4	1764
280	45	4,5	1680	37551	4,8	1775	37302
	85	12,3	4513	36719	12,5	4564	36444
	105	15,2	5449	35820	15,4	5481	35534
	145	19,7	6454	32787	19,9	6455	32492
	165	21,4	6526	30504	21,6	6515	30213
	185	22,8	6295	27572	23	6274	27293
	205	24	5732	23846	24,2	5704	23589
	245	25,9	3388	13085	26	3362	12921
	270	26,8	718,1	2685	26,7	710,7	2646

Çizelge 7'ya bakıldığında  $T_{jeo} = 210$  °C'den  $280$  °C'ye çıktığında ORÇ-ORÇ'den elde edilecek maksimum güç % 73,34 - 132,6 aralığında artarken TLÇ-ORÇ'den elde edilen maksimum güç ise % 30 - 134 aralığında artar. Ayrıca jeotermal kaynağın 210, 240 ve 280 °C sıcaklık değerlerinin her biri için sistemde belli evaporatör 2 çalışma şartında maksimum güç çıkış değeri elde edilmiştir. Jeotermal sıcaklık 210 °C, 240 °C ve 280 °C için optimum evaporatör 2 sıcaklıkları sırası ile 125 °C, 125 °C ve 165 °C'dir. Sistemler bu optimum evaporatör 2 sıcaklık şartında çalıştırılmalıdır ve bu sıcaklık değerinde her iki sistemden elde edilen hem güç çıkış değerlerinin hem de ısı verimlerinin hemen hemen aynı olduğu görülmektedir.

#### SONUÇLAR VE ÖNERİLER (CONCLUSIONS and OFFERS)

Bu çalışmada Trilateral çevrim - Organik Rankine çevrim ve Organik Rankine çevrim - Organik Rankine çevrim birleşik güç sistemlerinin performansını maksimum yapan akışkan çiftlerinin belirlenmesi ve birleşik güç sistemlerinin karşılaştırmalı enerji analizi Engineering Equation Solver (EES) programı kullanılarak yapıldı. Farklı jeotermal kaynak ve alt çevrim evaporatörünün farklı sıcaklık değerleri için iki sistemin performansı karşılaştırıldı. Araştırma sonuçları aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- 1- Araştırılan çalışma şartları için sistemin ısı verimini ve sistemde üretilen gücü maksimum yapan farklı çalışma akışkan çiftleri vardır.
- 2- Jeotermal kaynak sıcaklığı arttıkça iki birleşik güç sistemin de ısı verim değerleri artmaktadır.
- 3- Evaporatör 2 sıcaklığı arttıkça araştırılan iki birleşik güç sistemin de ısı verimi artmaktadır.
- 4- Jeotermal kaynağın her sıcaklığı için birleşik güç sistemlerinde maksimum gücün elde edildiği bir evaporatör 2 çalışma sıcaklığı vardır.
- 5-  $T_{EV,2} = 70$  °C ve 100 – 280 °C arasında değişen jeotermal kaynak sıcaklık değerlerinde ısı verimi maksimum yapan Toluen – Toluen akışkan çifti kullanıldığında ORÇ-ORÇ'nin ısı verimi % 1,1 – 2,5 arasında daha yüksektir.
- 6-  $T_{EV,2} = 70$  °C ve jeotermal kaynak sıcaklığının 100 – 175 °C aralığı için gücü maksimum yapan akışkan çifti kullanıldığında ORÇ-ORÇ'nin net güç çıkışı TLÇ-ORÇ'den değerleri % 1,9 – 3,01, 180 – 200 °C sıcaklık aralığında ise % 1,73 – 3,33 daha yüksektir.
- 7- Jeotermal kaynak sıcaklığı 100 °C ve evaporatör 2'nin 65 °C sıcaklığı için ORÇ-ORÇ'nin net gücü TLÇ-ORÇ'den % 2,1, jeotermal kaynak sıcaklığı 140 °C ve 95 °C evaporatör 2'nin sıcaklığı için ise % 1,33 daha yüksektir.
- 8- Jeotermal kaynak sıcaklığı 180 °C ve evaporatör 2'nin 145 °C sıcaklığı için TLÇ-ORÇ'nin net gücü ORÇ-ORÇ'den % 1,4 daha yüksektir.
- 9- Jeotermal kaynak sıcaklığı 190 °C ve evaporatör 2'nin 145 °C sıcaklığı için ORÇ-ORÇ'nin net gücü TLÇ-ORÇ'den % 23,5 daha yüksektir.
- 10- Jeotermal kaynak sıcaklığı 200 °C ve evaporatör 2'nin 110 °C sıcaklığı için ORÇ-ORÇ'nin maksimum net gücü TLÇ-ORÇ ile eşit ve 2767 kW'tır.
- 11- Jeotermal kaynak sıcaklığı 210 – 280 °C için gücü maksimum yapan evaporatör 2 sıcaklıkları vardır. Bu optimum sıcaklıklarda TLÇ-ORÇ ve ORÇ-ORÇ'den elde edilen maksimum güç hemen hemen aynıdır (güçler arasındaki fark % 0,14 - 0,43 kadardır). Aynı zamanda bu optimum sıcaklıkta ısı verimleri de çok yakındır (% 0,3 - 0,55).
- 12- Araştırılan çalışma şartları için Organik Rankine çevrim – Organik Rankine çevrim birleşik güç sisteminin kullanılması önerilir.
- 13- ORÇ ve TLÇ kullanılan birleşik güç sistemlerle çalışıldığında her çalışma şartı için akışkan çifti analizi yapılmalıdır.
- 14- Çalışma şartlarına bağlı olarak hangi birleşik güç sistem ile çalışmanın uygun olacağını belirlemek için karşılaştırmalı termodinamik analiz yapılmalıdır.
- 15- Çalışma şartlarına göre sistemden elde edilen gücü maksimum yapacak alt çevrim evaporatör sıcaklığı belirlenmeli ve buna göre sistem tasarlanmalıdır.

#### KATKI BELİRTME (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışma Mehmet Özçelik'in yüksek lisans tezinin bir kısmından oluşmaktadır.

#### SEMBOLLER (SYMBOLS)

##### Simgeler (Icons)

c	:	Özgül ısı	(kJ/kg K)
h	:	Entalpi	(kJ/kg)
$\dot{m}$	:	Kütleli debi	(kg/s)
P	:	Basınç	(kPa)



$\dot{Q}$ :	:	Sistemin dışardan aldığı toplam ısı enerjisi	(kW)
s	:	Entropi	(kJ/kg K)
T	.	Sıcaklık	(°C)
$\dot{W}$ :	:	Güç	(kW)
$\eta$	:	İzentropik verim	
$\eta_{b,ek}$	:	Birleşik güç sistemin ekserji verimi	
$\eta_{b,th}$	:	Birleşik güç sistemin ısı verimi	

### Kısaltmalar (Abbreviations)

A36GS	:	Akışkan güvenlik sınıfı
CFC	:	Kloroflorokarbon
CNG	:	Sıkıştırılmış doğal gaz
EES	:	Engineering Equation Solver
GWP	:	Küresel ısınma potansiyeli
HCFC	:	Hidrokloroflorokarbon
HFC	:	Hidroflorokarbon
HFO	:	Hidrofloroolefin
ODP	:	Ozon delme potansiyeli
ORÇ	:	Organik Rankine Çevrimi
TLÇ	:	Trilateral Çevrim
1,2,...11	:	Çevrimlerdeki akışkanların termodinamik durumlarını belirten noktalar

### Alt İndisler (Subscripts)

çık	:	Çıkan
EV	:	Evaporatör
gen	:	Genleştişici
gir	:	Giren

HTC	:	Alt Çevrim
jeo	:	Jeotermal kaynak
LTC	:	Üst Çevrim
ort	:	Ortalama
p	:	Pompa
P <sub>1</sub>	:	Pompa 1
P <sub>2</sub>	:	Pompa 2
t	:	Türbin
t <sub>1</sub>	:	Türbin 1
t <sub>2</sub>	:	Türbin 2

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Apostol V., Pop, H., Dobrovicescu, A., Prisecaru, T., Alexandru, A. ve Prisecaru, M., "Thermodynamic Analysis of ORC Configurations Used For WHR from a Turbocharged diesel engine", 25th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, Austria, Vienna, 549-558, 20-29 November 2014.
- Bao J ve Zhao L., 2013, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle", *Ren. And Sus. En, Rev*, Vol. 24, pp. 325-342.
- Braimakis, K. ve Karellas, S., 2018, "Exergetic optimization of double stage Organic Rankine Cycle (ORC)", *Energy*, Vol. 149, pp. 296-313.
- Hoang A.T., 2018, "Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle" *App. En.*, Vol. 231, pp. 138-166.
- Li, Z., Huang, R., Lu, Y., Roskilly, A.P. ve Yu, X., 2019, "Analysis of a combined trilateral cycle - organik Rankine cycle (TLC-ORC) system for waste heat recovery", *Energy Procedia*, Vol. 158, pp. 1786-1791.
- Lu, X., Zhao, Y., Zhu, J. ve Zhang, W., 2018, "Optimization and applicability of compound power cycles for enhanced geothermal systems", *App. En.*, Vol. 229, pp. 128-141.
- Mohammadkhani, F. ve Yari, M., 2019, "A 0D model for diesel engine simulation and employing a transcritical dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) for waste heat recovery from its exhaust and coolant: Thermodynamic and economic analysis", *App. Ther. Eng.*, Vol. 150, pp. 329-347.
- Song, J. ve Gu, C., 2015, "Parametric analysis of a dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) system for engine waste heat recovery", *Energy Conversion and Management*, Vol. 105, pp. 995-1005.
- Sun J, Liua Q ve Duan Y., 2018, "Effects of evaporator pinch point temperature difference on thermoeconomic performance of geothermal organic Rankine cycle systems", *Geothermics*, Vol. 75, pp. 249-258.
- Sung, T., Yun, E., Kim, H.D., Yoon, S.Y., Choi, B.S., Kim, K., Kim, J., Jung, Y.B. ve Kim, K.C., 2016, "Performance characteristics of a 200-kW organic Rankine cycle system in a steel processing plant", *Applied Energy*, Vol. 183, pp. 623-635.
- S Klein ve S A 2019. EES (Engineering Equation Solver), Academic Professional Version, F-Chart Software Madison, WI, USA.

- Şahin, R., Ata S. ve Kahraman A., 2018, "Organik Rankine Çevriminde Farklı Tip Akışkanlarda Türbin Giriş Sıcaklığı ve Basıncının Sistem Bileşenlerindeki Tersinmezlik Değerlerine Etkisinin Belirlenmesi", Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, Vol. 33, No:2, pp. 225-236.
- Wang, E. H., Zhang H. G., Fan, B. Y., Ouyang, M. G., Yang F. Y., Yang, K., Wang, Z. Zhang J., ve Yang, F. B., 2014, "Parametric analysis of a dual-loop ORC system for waste heat recovery of a diesel engine", App. Ther. Eng., Vol. 67, pp. 168-178.
- Yang, F., Zhang, H., Yu, Z., Wang, E., Meng, F., Liu, H. ve Wang, J., 2017a, "Parametric optimization and heat transfer analysis of a dual loop ORC (organic Rankine cycle) system for CNG engine waste heat recovery", Energy, Vol. 113, pp. 753-775.
- Yang, F., Cho, H., Zhang, H. ve Zhang, J., 2017b, Thermo-economic multi-objective optimization of a dual loop organic Rankine cycle (ORC) for CNG engine waste heat recovery, Applied Energy, Vol. 205, pp. 1100-1118.
- Yu, X., Li, Z., Lu, Y., Huang, R. ve Roskilly, A. P., 2018, "Investigation of an Innovative Cascade Cycle Combining a Trilateral Cycle and an Organic Rankine Cycle (TLC-ORC) for Industry or Transport Application", Energies, Vol. 11, pp. 3032.
- Zeynali A, Akbari, A ve Khalilian M., 2019, "Investigation of the performance of modified organic Rankine cycles (ORCs) and modified trilateral flash cycles (TFCs) assisted by a solar pond", Solar Energy, Vol. 182 pp. 361-381.
- Zhang X, Wua Y, Lia Z ve Chen Y., 2019, "A hybrid flue gas heat recovery system based on vapor compression refrigeration and liquid desiccant dehumidification", En. Con. And Man., Vol. 195 pp. 157-166.