



**Bu bir MMO  
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

## **ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMİ (ORC) İLE BİRLİKTE ÇALIŞAN BUHAR SIKIŞTIRMALI BİR SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN EKSERJİ ANALİZİ**

**BARIŞ KAVASOĞULLARI  
ERTUĞRUL CİHAN  
OSMANİYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ**



# ORGANİK RANKINE ÇEVİRİMİ (ORC) İLE BİRLİKTE ÇALIŞAN BUHAR SIKIŞTIRMALI BİR SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN EKSERJİ ANALİZİ

Barış KAVASOĞULLARI  
Ertuğrul CİHAN

## ÖZET

Bilindiği gibi, çeşitli kaynaklarından elde edilen ısı enerjisinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi amacıyla tasarlanan sistemlere “Organik Rankine Çevrimi (ORC)” adı verilmektedir. Organik Rankine çevrimlerinde iş yapan akışkan olarak su yerine organik bileşikler kullanılmaktadır. Bu çalışmada, ısı kaynağı olarak atık sıcak su kullanılan bir Organik Rankine Çevrimi ile birlikte çalışan klasik soğutma çevriminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Sistemde R123, R600, R245fa, R141b ve R600a olmak üzere beş farklı akışkan kullanılmış ve sistem, ekserji verimi, performans katsayısı ve toplam ekserji yıkımı parametreleri açısından bu beş akışkan için ayrı ayrı incelenmiştir. Yapılan analiz sonucunda önerilen bu sistemde kullanılacak en uygun akışkanın R141b olduğu tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Organik Rankine Çevrimi, Atık ısı, Soğutma çevrimi, Enerji, Ekserji.

## ABSTRACT

As it is known, systems, which are designed to obtain electrical energy from various heat energy sources are called “Organic Rankine Cycle (ORC)”. In Organic Rankine Cycles, organic compounds are used instead of water as working fluid. In this study, energy and exergy analysis of a basic refrigeration cycle is made, which works with an Organic Rankine Cycle. There are five different working fluids are used in the system which are R123, R600, R245fa, R141b and R600a and the system is analysed separately for these five working fluids in the angle of exergy efficiencies, coefficient of performances and total exergy destructions. As a result of the analysis, it is specified that the most appropriate working fluid for this system is R141b.

**Key words:** Organic Rankine Cycle, Waste heat, Refrigeration cycle, Energy, Exergy.

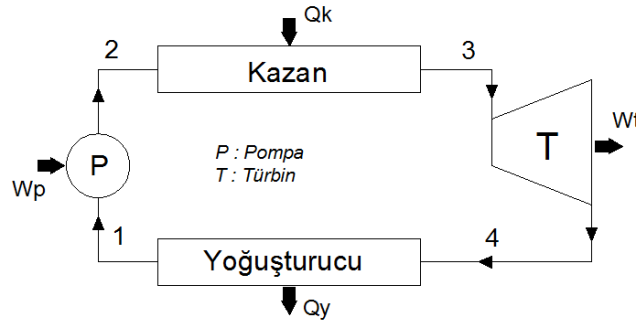
## 1. GİRİŞ

Çeşitli ısı kaynaklarından (jeotermal, güneş, atık ısı v.b) elektrik enerjisinin elde edilmesinde kullanılan organik Rankine çevrimlerinin, orta ve büyük ölçekli güç santrallerinde kullanılan ve iş yapan akışkan olarak su kullanılan Rankine çevrimlerine göre bazı avantajları bulunmaktadır. Organik Rankine çevrimlerinde kritik sıcaklığı ve basıncı düşük, moleküler kütlesi yüksek ve korozyon tehlikesi daha az olan hidrokarbon bileşikleri iş yapan akışkan olarak kullanılmaktadır. Bileşiğin yüksek moleküler kütlesinin olması akışkanın ORC sistemlerindeki türbinin kanatçıklarına düşük hızla çarpması ve bu sebeple türbinin dolayısıyla sistemin ömrünün uzun olmasını sağlamaktadır. Ayrıca ORC sistemlerinde akışkan daha düşük sıcaklık ve basınçta çalıştığı için sistemdeki ekipmanların mekanik

ve termal gerilimi daha azdır. Bu ve buna benzer avantajlar düşük sıcaklık ve basıncıdaki kaynaklardan güç üretimi için ORC sistemlerini daha cazip hale getirmektedir.

Düşük ölçekli atık ısı ile çalışan Organik Rankine Çevrimi için sistemin performans analizi örnek bir çalışmada yapılmıştır [1]. Çalışmada, sistem 18 farklı akışkan için türbin boyut faktörü, elde edilen net güç, ekserji verimi ve buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için ısı değiştirici gereksinimleri açısından incelenmiştir. Bir diğer çalışmada, düşük ölçekli atık ısıyla çalışan Organik Rankine Çevrimi sisteminin on tane farklı akışkan için enerji ve ekserji analizi teorik olarak yapılmıştır [2]. Çalışmada, türbin girişindeki sıcaklık ve basıncın bu on farklı akışkan için sistem performansına etkisi araştırılmıştır. Başka bir çalışmada, düşük ölçekli jeotermal ısı enerjisi ile çalışan ORC sisteminin R245fa ve R134a akışkanları kullanılarak teorik analizi yapılmış ve bu iki akışkan için kaynak sıcaklığının sistem performansına etkisi araştırılmıştır [3]. Diğer bir çalışmada, gene düşük ölçekli atık ısı ile çalışan organik Rankine çevriminin kuru olan n-Pentan (R601), R601a, Bütan, R245ca ve R245fa akışkanları ile izentropik olan R142b, İzobütan, R600a, R141b, ve R123 akışkanları kullanılarak sistemin ekserji analizi teorik olarak yapılmıştır [4]. Çalışmada, kullanılan akışkanların ve bu akışkanlar için buharlaşma sıcaklığının sistemin termal ve ekserji verimlerine etkisi incelenmiştir.

Basit bir organik Rankine çevrimi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir:



**Şekil 1.** Organik Rankine Çevrimi şematik gösterimi

Sistem, çeşitli kaynaklardan elde edilen ısı enerjisinin kazana aktararak akışkanın buharlaştırılması, sıcaklığı ve basıncı yüksek akışkan buharının türbini tahrik ederek elektrik elde edilmesi şeklinde çalışmaktadır. Türbinde genişleyen akışkan yoğuşturucuda sıvı hale dönüştürülmekte ve pompa yardımıyla basıncı yükseltilip tekrar kazana gönderilerek çevrim tamamlanmaktadır.

Bu çalışmada, atık ısı ile çalışan Organik Rankine çevrimi kullanılarak türbinde elde edilen elektrik enerjisi, soğutma çevrimindeki kompresöre aktararak soğutma işleminin yapılması amaçlanmıştır. Sistemde, R123, R600, R245fa, R141b ve R600a olmak üzere beş farklı akışkan kullanılarak sistemin enerji ve ekserji analizi bu beş akışkan için teorik olarak yapılmıştır.

Aynı sistemin termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları açısından analizi R600, R600a, R245fa ve R601 akışkanları için bir başka çalışmada teorik olarak yapılmıştır [5]. Başka bir benzer çalışmada, aynı akışkanlar için sistemdeki güç ve soğutma çevrimlerinin performans katsayıları ile tüm sistemin performans katsayısı ayrı ayrı teorik olarak incelenmiştir [6].

Yabancı kaynaklı diğer bir çalışmada atık ısı ile çalışan organik Rankine çevrimi ile soğutma çevrimi ejektör kullanılarak birleştirilmiş ve sistemin R123 akışkanı için ekserji analizi yapılmıştır [7]. Söz geçen çalışmada buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının yanı sıra türbin giriş ve çıkış basınçlarının sistemin ekserji verimine, gerçekleştirilen soğutma miktarına ve türbinden elde edilecek net işe etkisi tartışılmıştır.

Yapılan araştırmalarda organik Rankine çevrimi sistemlerinde kuru veya izentropik tip akışkanların kullanılmasının daha uygun olduğu belirlenmiştir [8] [9] [10]. Bunun en önemli sebeplerinden biri türbinde genişleyerek basıncı ve sıcaklığı azalan akışkanın türbin çıkışına doğru yoğuşma tehlikesinin bulunmasıdır. Türbinde genleşme prosesi esnasında akışkanın kuru bölgede olmasının türbin kanatlarına zarar verme riskini ortadan kaldırdığı yapılan çalışmalarla gösterilmiştir [11]. Bu nedenlerden dolayı, organik Rankine çevrimi ile çalışan bu sistemde de molekül ağırlığı yüksek, kritik sıcaklığı ve basıncı düşük kuru olan R600 akışkanı ile izentropik olan R123, R245fa, R600a ve R141b

akışkanları tercih edilmiştir. Bazı organik akışkanların termodinamik özellikleri aşağıdaki tabloda belirtilmiştir:

**Tablo 1.** Bazı akışkanların termodinamik özellikleri

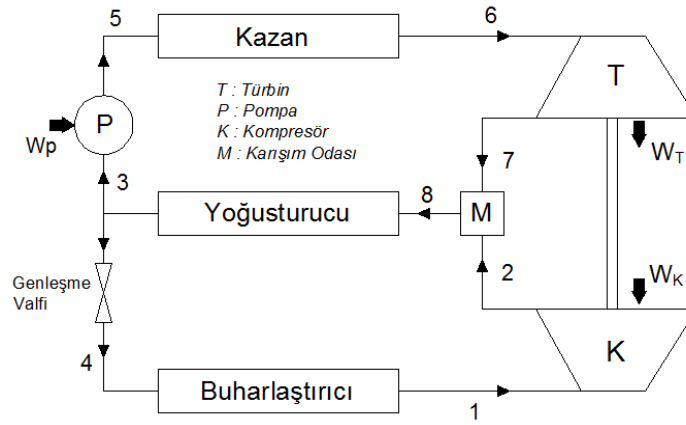
Organik Akışkan	Akışkan Tipi	Molekül Ağırlığı [g/mol]	Kritik Sıcaklık [K]	Kritik Basınç [MPa]
R717	Islak	17,03	405,4	11,3
R718	Islak	18,0	647,1	22,0
R22	Islak	86,47	369,3	4,99
R32	Islak	52,02	351,2	5,78
<b>R600a</b>	<b>İzentropik</b>	<b>58,12</b>	<b>407,8</b>	<b>3,63</b>
R142b	İzentropik	100,5	410,2	4,06
<b>R600</b>	<b>Kuru</b>	<b>58,12</b>	<b>425,1</b>	<b>3,8</b>
<b>R245fa</b>	<b>İzentropik</b>	<b>134,05</b>	<b>427,2</b>	<b>3,64</b>
<b>R123</b>	<b>İzentropik</b>	<b>152,93</b>	<b>456,8</b>	<b>3,66</b>
R601	Kuru	72,15	469,7	3,37
R21	İzentropik	102,92	451,4	5,18
<b>R141b</b>	<b>İzentropik</b>	<b>116,95</b>	<b>477,5</b>	<b>4,21</b>
R290	İzentropik	44,1	369,8	4,25
R218	İzentropik	188,02	345,0	2,64

Yukarıdaki tablodan da anlaşılacağı gibi sistemde kullanılan akışkanların suya (R718) göre molekül ağırlıkları oldukça yüksek, kritik sıcaklık ve basınçları ise düşüktür.

## 2. SİSTEM MODELİNİN OLUŞTURULMASI

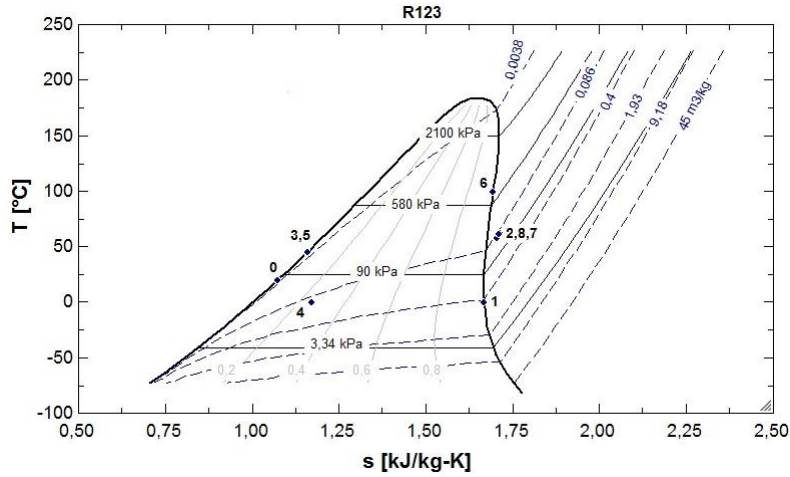
Sistem daha önce de belirtildiği gibi organik Rankine çevrimi ile buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin birleşiminden oluşmaktadır. Sistem şematik olarak aşağıdaki şekil-2'de gösterilmiştir. Sistemdeki prosesler ise aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- 1-2: Akışkanın kompresörde sıkıştırılması
- 3-4: Akışkanın sabit entalpide genleşme valfinde basıncının düşürülmesi
- 4-1: Buharlaştırıcıda soğutulan ortamdan ısı çekilerek akışkanın buharlaştırılması
- 3-5: Akışkanın pompada basıncının yükseltilmesi
- 5-6: Isı kaynağından elde edilen enerjinin kazanda akışkana verilmesi
- 6-7: Akışkanın türbinde genişletilerek iş elde edilmesi
- 2-7-8: Kompresör ve türbinden çıkan akışkanların karışım odasında adyabatik olarak karışması



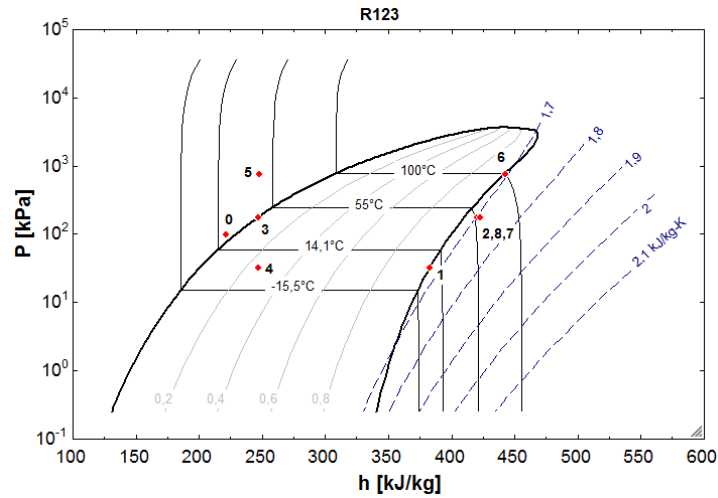
**Şekil 2.** Organik Rankine çevrimi ile birlikte çalışan buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin şematik gösterimi

Sistemde kullanılan R123 akışkanı için sistemin sıcaklık-entropi (T-s) ve basınç-entalpi (p-h) diyagramları sırasıyla şekil 3 ve 4’de gösterilmiştir.



**Şekil 3.** Sistemin R123 akışkanı için T-s diyagramı

Sistemin T-s ve P-h diyagramlarında kazan sıcaklığı 100 °C, yoğusturucu sıcaklığı 45 °C ve buharlaştırıcı sıcaklığı 0 °C olarak alınmıştır. Diyagramlarda “0” olarak gösterilen durum akışkanın ölü durum sıcaklığı ve basıncındaki (293 K, 101,3 kPa) entalpisi ve entropisidir.



**Şekil 4.** R123 akışkanı için sistemin P-h diyagramı



### 3. ENERJİ VE EKSERJİ HESAPLAMALARI

Şekil 2'den de anlaşılabilir olduğu gibi sistem güç ve soğutma çevrimlerinin birleşmesinden oluşmaktadır. Bu sebeple sistemdeki güç ve soğutma çevrimlerinin ve aynı zamanda tüm sistemin enerji ve ekserji hesapları ayrı ayrı yapılmıştır. Hesaplamalar EES paket programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir [12].

#### 3.1. Termal Verim ve Performans Katsayısı Hesaplamaları

Güç çevrimi termal verimi (1) nolu eşitlik ile tarif edilecektir:

$$\eta_{güç} = \frac{W_T}{\dot{Q}_K + W_P} \quad (1)$$

Burada  $W_T$  türbinden elde edilen net işi (kW),  $\dot{Q}_K$  akışkana kazanda verilen ısıyı (kW) ve  $W_P$  ise pompaya sağlanan net gücü (kW) ifade etmektedir.

Eşitlik (1)' de geçen  $W_T$ ,  $\dot{Q}_K$  ve  $W_P$  sırasıyla eşitlik (2), (3) ve (4) ile hesaplanacaktır.

$$W_T = \eta_{T,izen} * \eta_{T,mek} * W_{T,izen} \quad (kW) \quad (2)$$

Burada  $\eta_{T,izen}$  türbinin izentropik verimini,  $\eta_{T,mek}$  türbinin mekanik verimini ve  $W_{T,izen}$  ise türbinin izentropik güç miktarını (kW) ifade etmektedir.

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_2 * (h_6 - h_5) \quad (kW) \quad (3)$$

Burada,  $\dot{m}_2$  güç çevriminde dolaşan akışkanın kütleli debisini (kg/s),  $h_6$  kazandan çıkan akışkanın entalpisini (kJ/kg) ve  $h_5$  pompadan çıkan akışkanın entalpisini (kJ/kg) temsil etmektedir.

$$W_P = \dot{m}_2 * (h_5 - h_3) / \eta_p \quad (kW) \quad (4)$$

Eşitlikte  $h_3$  ve  $\eta_p$  sırasıyla yoğuşturucuyu terk eden akışkanın entalpisini (kJ/kg) ve pompanın izentropik verimini göstermektedir.

Soğutma çevriminin performans katsayısı ( $COP_C$ ), eşitlik (5) ile ifade edilecektir:

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_B}{W_K} \quad (5)$$

Eşitlikteki  $\dot{Q}_B$  ve  $W_K$  sırasıyla akışkanın buharlaştırıcıda soğutulan ortamdan çektiği ısıyı (kW) ve kompresöre verilen net gücü (kW) ifade etmektedir.  $\dot{Q}_B$  ve  $W_K$  sırasıyla eşitlik (6) ve (7) ile tarif edilecektir.

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_1 * (h_1 - h_4) \quad (kW) \quad (6)$$

Burada;  $\dot{m}_1$ ,  $h_1$  ve  $h_4$  sırasıyla soğutma çevriminde dolaşan akışkanın kütleli debisini (kg/s), buharlaştırıcıdan çıkan akışkanın entalpisini (kJ/kg) ve genleşme valfini terk eden akışkanın entalpisini göstermektedir.

$$W_K = \frac{W_{K,izen}}{\eta_{K,mek} * \eta_{K,izen}} \quad (kW) \quad (7)$$



Eşitlikteki  $W_{K,izen}$  kompresörün izentropik güç miktarını (kW),  $\eta_{K,mek}$  kompresörün mekanik verimini ve  $\eta_{K,izen}$  ise kompresörün izentropik verimini ifade etmektedir.

Sistemde yoğuşturucudan dışarı atılan ısı eşitlik (8) ile hesaplanacaktır:

$$\dot{Q}_Y = (m_1 + m_2) * (h_8 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (8)$$

Eşitlikteki  $h_8$  karışım odasından çıkan akışkanın entalpisidir (kJ/kg).

Türbinden elde edilen net iş, kompresöre verilen net güce eşit olacağından eşitlik (9) elde edilir:

$$W_{K,izen} = \eta_s * W_{T,izen} \quad (9)$$

Eşitlikte geçen  $\eta_s$ , türbin ve kompresörden oluşan sistemin birleşik verimi olup eşitlik (10) ile hesaplanacaktır:

$$\eta_s = \eta_{K,mek} * \eta_{K,izen} * \eta_{T,izen} * \eta_{T,mek} \quad (10)$$

Tüm sistemin termal verimi ( $\eta_{sistem}$ ) aşağıdaki eşitlik ile hesaplanabilir:

$$\eta_{sistem} = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_K + W_P} \quad (11)$$

### 3.2. Ekserji Hesaplamaları

Sistemde 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 ve 8 numaralı durumların özgül ekserji akımları ( $e_i$ ) eşitlik (12) ile tarif edilmiştir:

$$e_i = h_i - h_0 - [(T_0) * (s_i - s_0)] \quad (\text{kJ/kg}) \quad (12)$$

Burada  $T_0$  ekserji hesaplamaları için ölü durum sıcaklık değerini (K),  $h_0$  akışkanın ölü durum sıcaklık ve basınçtaki entalpisini (kJ/kg) ve  $s_0$  ise ölü durum sıcaklık ve basınç değerinde akışkanın entropisini (kJ/kg.K) göstermektedir.

Sistemde aynı durumların ekserji akımları ( $\dot{E}_i$ ) ise eşitlik (13) ile hesaplanacaktır:

$$\dot{E}_i = \dot{m}_i * e_i \quad (\text{kW}) \quad (13)$$

Eşitlikte  $\dot{m}_i$ , ekserji akımı hesaplanacak olan durum güç çevriminde ise  $\dot{m}_2$  değerine, soğutma çevriminde ise  $\dot{m}_1$  değerine eşit olacaktır.

Güç çevriminde kazanda yok edilen ekserji ( $I_{kazan}$ ) eşitlik (14) ile hesaplanacaktır:

$$I_{kazan} = \dot{m}_2 * T_0 * \left[ s_6 - s_5 - \left( \frac{q_K}{T_K} \right) \right] \quad (\text{kW}) \quad (14)$$

Burada  $s_6$  değeri akışkanın kazan çıkışındaki entropisini (kJ/kg.K),  $s_5$  değeri akışkanın pompa çıkışındaki entropisini (kJ/kg.K),  $q_K$  değeri akışkana kazanda verilen özgül ısıyı (kJ/kg) ve  $T_K$  değeri ise kazan sıcaklığını (K) göstermektedir. Eşitlikteki  $q_K$  değeri, kazanda akışkana verilen ısının ( $\dot{Q}_K$ ) güç çevriminde dolaşan akışkanın kütleli debisine ( $\dot{m}_2$ ) oranına eşittir.

Kazanın ekserji verimi ( $\eta_{e,kazan}$ ) ise eşitlik (15) ile tarif edilmiştir:





$$\eta_{e,kazan} = 1 - \frac{I_{kazan}}{E_6 - E_5} \quad (15)$$

Güç çevriminde türbinde yok edilen ekserji ( $I_{turbın}$ ) ve türbinin ekserji verimi ( $\eta_{e,turbın}$ ), sırasıyla eşitlik (16) ve eşitlik(17) ile hesaplanacaktır:

$$I_{turbın} = E_6 - E_7 - \dot{W}_T \quad (kW) \quad (16)$$

$$\eta_{e,turbın} = \frac{\dot{W}_T}{E_6 - E_7} \quad (17)$$

Pompada yok edilen ekserji ( $I_{pompa}$ ) ve pompanın ekserji verimi ( $\eta_{e,pompa}$ ) sırasıyla eşitlik (18) ve eşitlik (19) ile tarif edilmiştir:

$$I_{pompa} = E_5 - E_3 + \dot{W}_P \quad (kW) \quad (18)$$

$$\eta_{e,pompa} = \frac{E_5 - E_3}{\dot{W}_P} \quad (19)$$

Kompresörde yok edilen ekserji ( $I_{komp}$ ) ve kompresörün ekserji verimi ( $\eta_{e,komp}$ ) ise sırasıyla eşitlik (20) ve eşitlik (21) ile bulunacaktır:

$$I_{komp} = E_2 - E_1 + \dot{W}_K \quad (kW) \quad (20)$$

$$\eta_{e,komp} = \frac{E_2 - E_1}{\dot{W}_K} \quad (21)$$

Genleşme valfinde yok edilen ekserji ( $I_{gen}$ ) eşitlik (22) ile tarif edilmiştir:

$$I_{gen} = E_3 - E_4 \quad (kW) \quad (22)$$

Karışım odasında yok edilen ekserji ( $I_{komp}$ ) ise eşitlik (23) ile ifade edilmiştir:

$$I_{komp} = E_2 + E_7 - E_8 \quad (kW) \quad (23)$$

Buharlaştırıcıda yok edilen ekserji ( $I_{buh}$ ) ve buharlaştırıcının ekserji verimi ( $\eta_{e,buh}$ ) sırasıyla eşitlik (24) ve (25) ile hesaplanacaktır:

$$I_{buh} = \dot{m}_1 * T_0 * \left[ s_4 - s_1 - \left( \frac{q_B}{T_B} \right) \right] \quad (kW) \quad (24)$$

$$\eta_{e,buh} = 1 - \frac{I_{buh}}{E_4 - E_1} \quad (25)$$

Eşitlik (24) 'te  $s_4$  genleşme valfinden çıkan akışkanın entropisini (kJ/kg.K),  $s_1$  buharlaştırıcıdan çıkan akışkanın entropisini (kJ/kg.K),  $q_B$  buharlaştırıcıda ortamdan çekilen özgül ısıyı (kJ/kg) ve  $T_B$  buharlaştırıcı sıcaklığını (K) temsil etmektedir.  $q_B$ , buharlaştırıcıda ortamdan çekilen ısının soğutma çevriminde dolaşan akışkanın kütleli debisine ( $\dot{m}_1$ ) oranına eşittir.

Eşitlik (26) ve (27)'de ise yoğuşturucuda yok edilen ekserji ( $I_{yoğ}$ ) ve yoğuşturucunun ekserji verimi ( $\eta_{e,yoğ}$ ) tarif edilmiştir:

$$I_{yoğ} = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) * T_0 * \left[ s_3 - s_8 + \left( \frac{q_Y}{T_Y} \right) \right] \quad (\text{kW}) \quad (26)$$

$$\eta_{e,yoğ} = 1 - \frac{I_{yoğ}}{\dot{E}_8 - \dot{E}_3} \quad (27)$$

Eşitlik (26)'da  $s_3$  ve  $s_8$  sırasıyla yoğuşturucudan çıkan ve giren akışkanın entropisini (kJ/kg.K) göstermektedir.  $q_Y$  yoğuşturucudan atılan özgül ısı (kJ/kg) olup yoğuşturucudan ortama atılan ısının toplam kütleli debiye ( $\dot{m}_1 + \dot{m}_2$ ) oranıyla bulunacaktır.  $T_Y$  ise yoğuşturucu sıcaklığıdır (K).

Tüm sistemin ekserji verimi ( $\eta_{e,sistem}$ ) eşitlik (28) ile tarif edilmiştir [7] [13].

$$\eta_{e,sistem} = \frac{\dot{E}_{sogutma}}{\dot{E}_{giris}} \quad (28)$$

Eşitlik (34)'teki  $\dot{E}_{sogutma}$  ve  $\dot{E}_{giris}$  sırasıyla sistemde buharlaştırıcıdaki ekserji farkını ve akışkanı kazanda buharlaştırmak için harcanan ekserjiyi ve işi temsil etmektedir.  $\dot{E}_{sogutma}$  ve  $\dot{E}_{giris}$  sırasıyla eşitlik (29) ve (30) ile hesaplanacaktır.

$$\dot{E}_{sogutma} = \dot{E}_1 - \dot{E}_4 \quad (\text{kW}) \quad (29)$$

$$\dot{E}_{giris} = \dot{E}_6 - \dot{E}_5 + W_P \quad (\text{kW}) \quad (30)$$

Sistemdeki ekipmanların mekanik ve izentropik verimleri bazı çalışmalarda deneysel olarak hesaplanmış ve aşağıdaki tabloda verilmiştir [14] [15] [16].

**Tablo 2.** Sistemdeki ekipmanların izentropik ve mekanik verimleri

$\eta_{K,mek}$	$\eta_{K,izen}$	$\eta_{T,mek}$	$\eta_{T,izen}$	$\eta_p$
0,8	0,7	0,85	0,75	0,8

#### 4. HESAPLAMA SONUÇLARI

Hesaplamalarda kazan, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının enerji ve ekserji performanslarına etkisi ayrı ayrı incelenmiştir. Sistemde kullanılan R123 akışkanı için kazan sıcaklığının 100 °C, buharlaştırıcı sıcaklığının 0 °C ve yoğuşturucu sıcaklığının 45 °C olması durumunda tablo (3) ve (4) teki değerler elde edilmiştir. Sistemdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjinin yüzde dağılımı ise şekil (5)'te pasta grafikte gösterilmiştir.

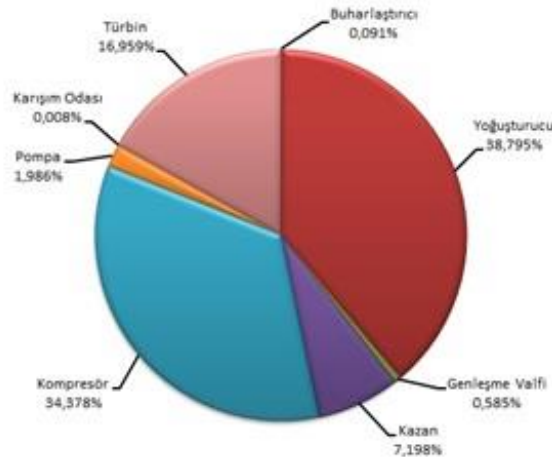
**Tablo 3.** R123 akışkanı için sistem senaryosu ( $T_K = 100$  °C,  $T_B = 0$  °C ve  $T_Y = 45$  °C)

Durum No.	Sıcaklık (T) [C]	Basınç (P) [kPa]	Entalpi (h) [kJ/kg]	Entropi (s) [kJ/kg.K]	Ekserji Akısı (E) [kJ/s]
0	20	101,3	221	1,074	----
1	0	32,71	382,6	1,668	12,54
2	58,68	181,9	420,5	1,703	15,17
3	45	181,9	247,2	1,159	3,608
4	0	32,71	247,2	1,173	2,756
5	45,35	786,8	247,7	1,16	4,907

6	100	786,8	442,5	1,694	118,3
7	62,74	181,9	423,6	1,712	46,15
8	61,72	181,9	422,9	1,71	61,3

**Tablo 4.** R123 akışkanı için sistemdeki ekipmanların ekserji performansları ( $T_K = 100\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_B = 0\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_Y = 45\text{ }^\circ\text{C}$ )

Ekipman	Yok Edilen Ekserji (kW)	Güç Giriş/Çıkış (kW)	Ekserji Verimi (%)
Buharlaştırıcı	0,1322	135,4	98,7
Yoğuşturucu	56,48	696,5	2,1
Genleşme Valfi	0,8515	----	0
Kazan	10,48	577,4	90,8
Kompresör	50,05	47,42	58,4
Pompa	2,891	1,592	81,7
Karışım Odası	0,012	----	0
Türbin	24,69	47,42	65,8
Tüm Sistem	145,6	----	8,5



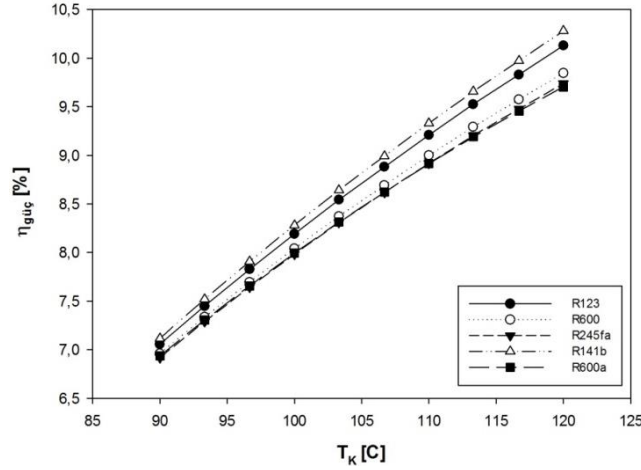
**Şekil 5.** Sistemdeki ekipmanlarda yok edilen ekserjinin yüzde dağılımı

Şekil (5)'ten ve tablo (4)'ten de anlaşılacağı gibi sistemde en fazla yoğuşturucuda ekserji yıkımı gerçekleşmiştir. Karışım odasında güç ve soğutma çevrimlerinden gelen akışkanların adyabatik olarak karıştığı kabul edildiğinden ekserji yıkımı sıfıra çok yakın bir değer almıştır.

#### 4.1. Kazan Sıcaklığının ( $T_K$ ) Ekserji ve Enerji Performansına Etkisi

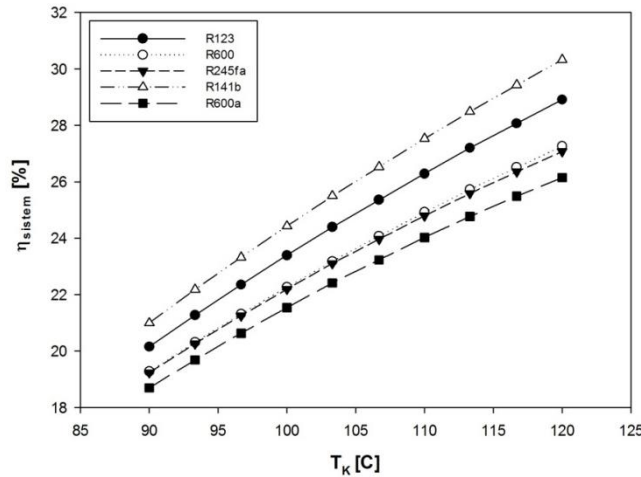
Kazan sıcaklığının sistem performansına etkisinin incelenmesi için buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları sırasıyla  $0\text{ }^\circ\text{C}$  'de ve  $45\text{ }^\circ\text{C}$  de sabit tutulmuştur. Kazan sıcaklığı ise  $90\text{ }^\circ\text{C}$ 'den  $120\text{ }^\circ\text{C}$ 'e artırılarak sistemin enerji ve ekserji performansının değişimi incelenmiştir.

Şekil (6)'da güç çevrimi termal veriminin kazan sıcaklığı ile değişimi görülmektedir. Şekilden de görülebileceği gibi güç çevrimi termal verimi, seçilen tüm akışkanlar için, kazan sıcaklığı arttıkça artmaktadır. Elde edilen değerler tüm akışkanlar için genel de birbirine yakın olup R141b akışkanı biraz daha ön plana çıkmaktadır.



Şekil 6. Güç çevrimi termal veriminin kazan sıcaklığı ile değişimi  
( $T_B = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_Y = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ )

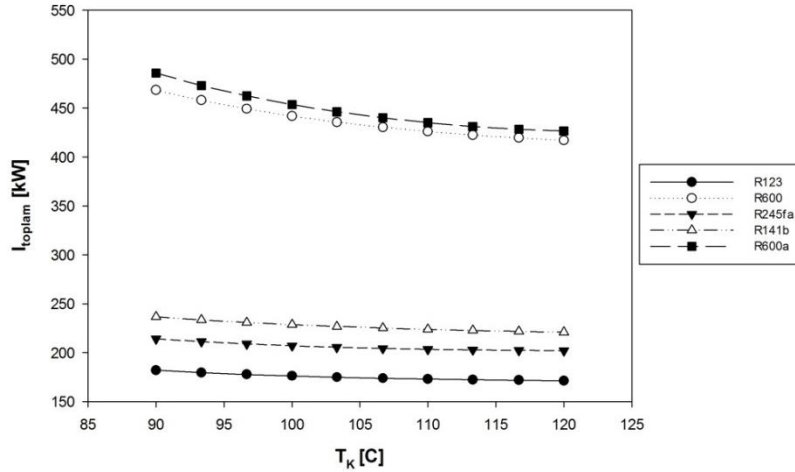
Bir diğer şekilde ise tüm sistemin termal veriminin kazan sıcaklığı ile değişimi gösterilmiştir. Şekil (7)'den de anlaşılacağı gibi sistemin termal verimi kazan sıcaklığı arttıkça artmaktadır. Burada da yine R141b akışkanı ön plana çıkmış ve en düşük verim değerleri R600a akışkanı için elde edilmiştir.



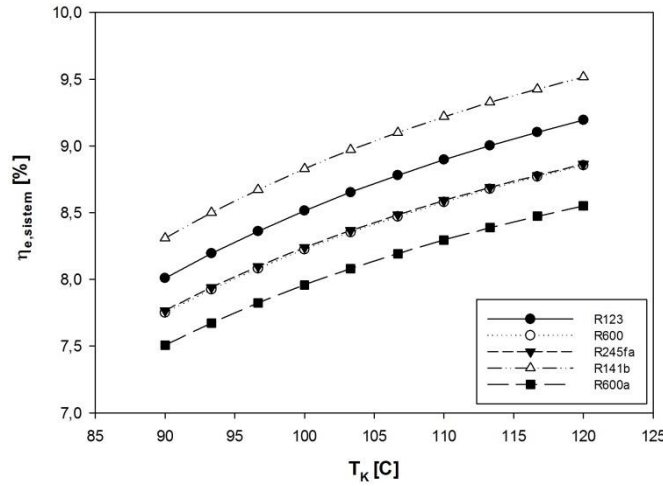
Şekil 7. Tüm sistemin termal veriminin kazan sıcaklığıyla değişimi  
( $T_B = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_Y = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Şekil (8)'de sistemde yok edilen toplam ekserjinin kazan sıcaklığı ile değişimi grafikte gösterilmiştir. Toplam yok edilen ekserji seçilen akışkanlar için kazan sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. R141b, R245fa ve R123 akışkanlarında önemli bir değişiklik olmamakla beraber sistemde en çok ekserji kaybı R600 ve R600a akışkanlarının kullanılması durumunda gerçekleşecektir. Ekserji kaybının en az olduğu akışkan ise R123 akışkanıdır.

Şekil (9)'da ise tüm sistemin ekserji veriminin yine kazan sıcaklığı ile değişimi görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi kazan sıcaklığı arttıkça seçilen tüm akışkanlar için ekserji verimi artmaktadır. Yine en yüksek verim R141b akışkanı ile elde edilirken, en düşük verim ise R600a akışkanı ile elde edilmiştir.



Şekil 8. Sistemdeki toplam yok edilen ekserjinin kazan sıcaklığı ile değişimi ( $T_B = 0\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_Y = 45\text{ }^\circ\text{C}$ )

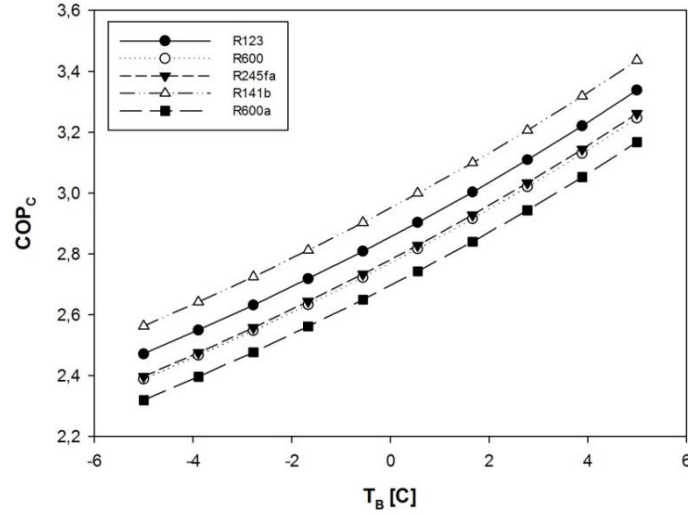


Şekil 9. Tüm sistemin ekserji veriminin kazan sıcaklığı ile değişimi ( $T_B = 0\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_Y = 45\text{ }^\circ\text{C}$ )

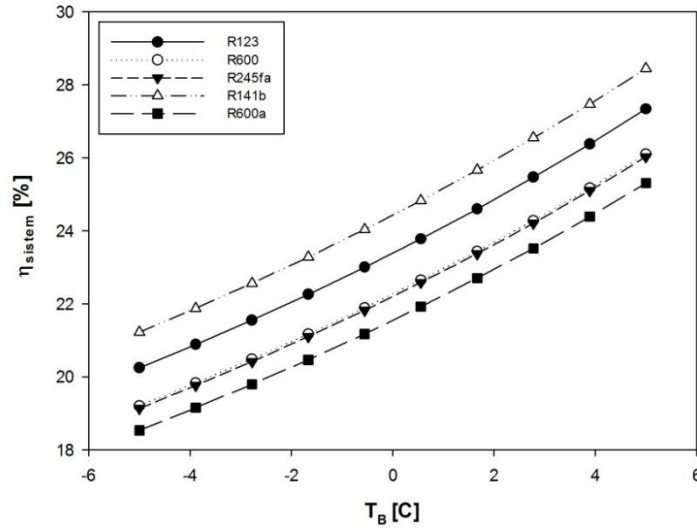
#### 4.2. Buharlaştırıcı Sıcaklığının ( $T_B$ ) Ekserji ve Enerji Performansına Etkisi

Buharlaştırıcı sıcaklığının sistemin ekserji ve enerji performansına etkisinin incelenmesi için kazan ve yoğuşturucu sıcaklıkları sırasıyla  $100\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $45\text{ }^\circ\text{C}$ 'de sabit tutulmuştur. Buharlaştırıcı sıcaklığı ise  $-5\text{ }^\circ\text{C}$ 'den  $5\text{ }^\circ\text{C}$ 'e kadar artırılıp sistem performansına etkisi araştırılmıştır.

Soğutma çevrimi performans katsayısı değerleri, şekil (10)'da de görülebildiği gibi, seçilen tüm akışkanlar için belirtilen sıcaklık aralığında buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça artmaktadır. R141b akışkanı için yine en yüksek değerler elde edilirken R600a akışkanı soğutma çevrimi performans katsayısı için en kötü akışkan olarak belirlenmiştir.



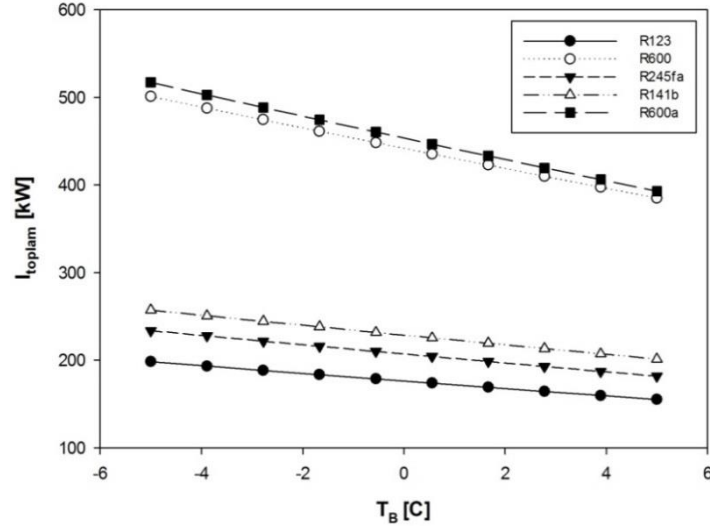
Şekil 10. Soğutma çevrimi performans katsayısının buharlaştırıcı sıcaklığıyla değişimi ( $T_K = 100\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_Y = 45\text{ }^\circ\text{C}$ )



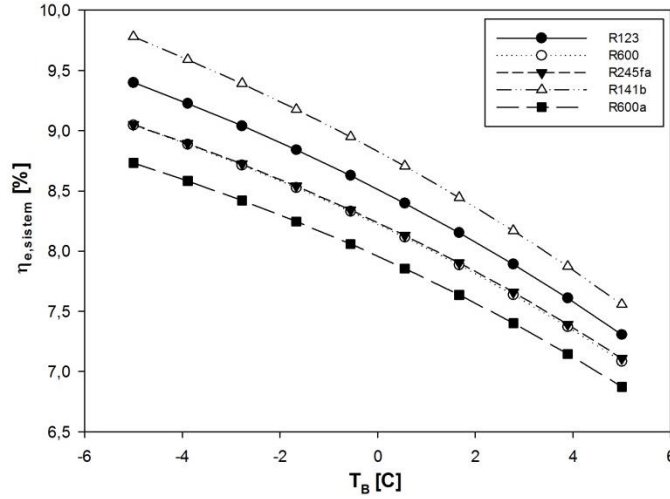
Şekil 11. Tüm sistemin termal veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi ( $T_K = 100\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_Y = 45\text{ }^\circ\text{C}$ )

Şekil (11)'de tüm sistemin termal veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi gösterilmiştir. Grafikten de anlaşılacağı gibi sistemin termal verimi buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça artmaktadır. R141b akışkanı seçilen akışkanlar için gene ön plana çıkarken R600a bu parametre için de diğer akışkanların gerisinde kalmıştır.

Şekil (12)'de ise sistemdeki toplam ekserji yıkımının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi görülmektedir. Toplam ekserji yıkımı buharlaştırıcı sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. Sistemde en yüksek ekserji yıkımı R600a akışkanı kullanılması durumunda gerçekleşmektedir. Grafikten de görülebileceği gibi en düşük ekserji yıkımı ise R123 akışkanı için elde edilmektedir.



Şekil 12. Sistemde yok edilen toplam ekserjinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi ( $T_K = 100\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_Y = 45\text{ }^\circ\text{C}$ )



Şekil 13. Tüm sistemin ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi ( $T_K = 100\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_Y = 45\text{ }^\circ\text{C}$ )

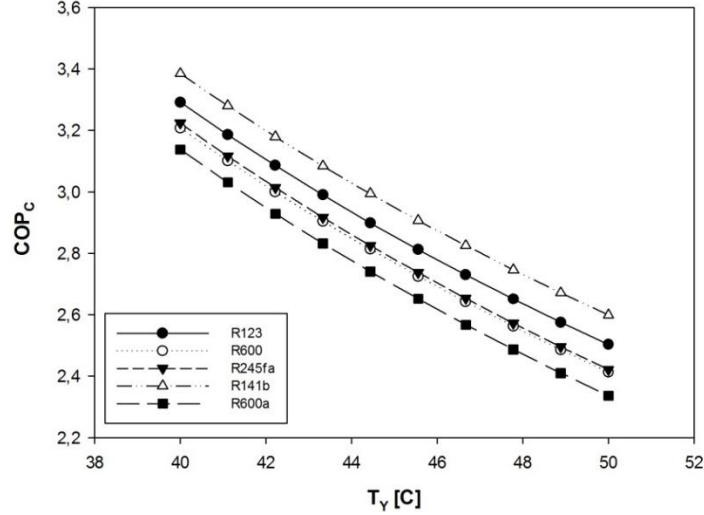
Tüm sistemin ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi ise şekil (13)'teki grafikte gösterilmiştir. Tüm akışkanlar için verim değeri sıcaklık arttıkça azalmaktadır. En yüksek verim değerleri gene R141b akışkanı için elde edilmiş, R600a akışkanı bu parametre için de en kötü akışkan olarak belirlenmiştir.

#### 4.3. Yoğuşurucu Sıcaklığının ( $T_Y$ ) Ekserji Ve Enerji Performansına Etkisi

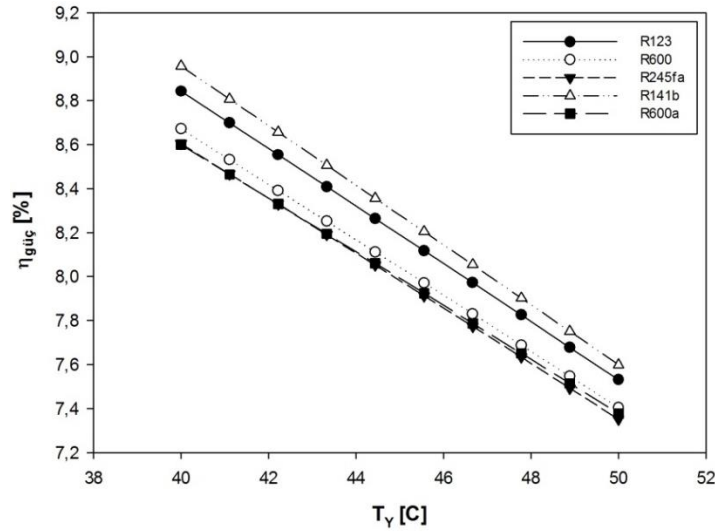
Son olarak sistemin ekserji ve enerji performansının yoğuşurucu sıcaklığı ile değişimi incelenmiştir. Yoğuşurucu sıcaklığının etkisinin araştırılabilmesi için bu kez kazan ve buharlaştırıcı sıcaklıkları sırasıyla  $100\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $0\text{ }^\circ\text{C}$ 'de sabit tutulmuştur. Yoğuşurucu sıcaklığı ise  $40\text{ }^\circ\text{C}$ 'den başlanarak  $50\text{ }^\circ\text{C}$ 'e kadar artırılmıştır.

İlk olarak, sistemdeki soğutma çevriminin performans katsayısının yoğuşurucu sıcaklığı ile değişimi şekil (14)'teki grafikte gösterilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi yoğuşurucu sıcaklığı arttıkça sistemde seçilen tüm akışkanlar için beklenildiği gibi performans katsayısı değeri düşmektedir. R141b akışkanı gene ön plana çıkmış ve en düşük performans katsayısı değerleri R600a akışkanı için elde edilmiştir.

Bir sonraki şekilde ise güç çevrimi termal veriminin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi görülmektedir. Şekil (15)'te de görülebileceği gibi yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça güç çevriminin termal verimi düşmektedir. Akışkanlar arasında çok fazla fark olmamakla beraber en iyi akışkanın R141b olduğu grafikten anlaşılabilir.



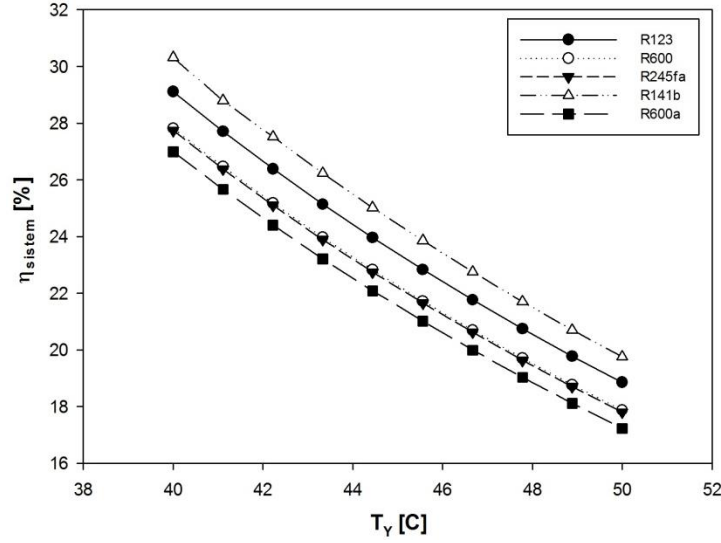
Şekil 14. Soğutma çevrimi performans katsayısının yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi (T<sub>K</sub> = 100 °C ve T<sub>B</sub> = 0 °C)



Şekil 15. Güç çevrimi termal veriminin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi (T<sub>K</sub> = 100 °C ve T<sub>B</sub> = 0 °C)

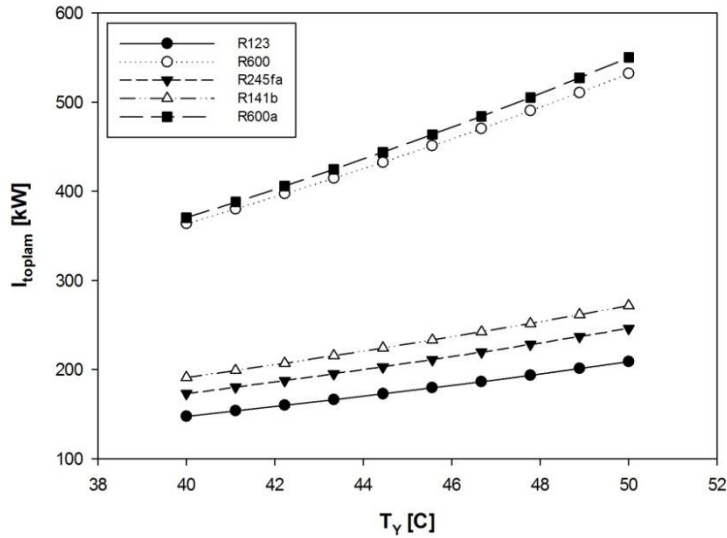
Şekil (16)'da sistemin termal veriminin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi gösterilmiştir. Sistemin termal verimi yoğuşturucu sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. R141b akışkanın gene ön planda olmasıyla beraber yine en düşük verim değerleri R600a akışkanı için tespit edilmiştir.





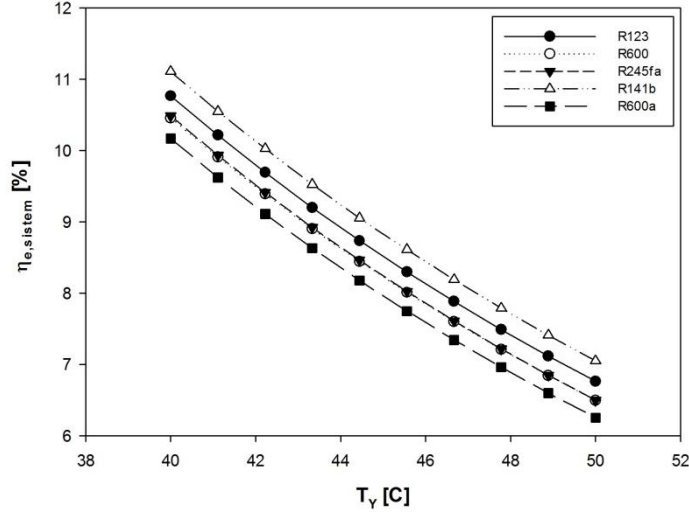
Şekil 16. Sistemin termal veriminin yoğuşurucu sıcaklığı ile değişimi ( $T_K = 100\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_B = 0\text{ }^\circ\text{C}$ )

Şekil (17)' de ise yoğuşurucu sıcaklığının artmasıyla sistemde kaybedilen toplam ekserjinin arttığı görülmektedir. Sistemde en fazla ekserji kaybı R600a ve R600 akışkanlarının kullanılması durumunda gerçekleşecektir. Ekserji kaybının en az olduğu akışkan ise R123 akışkanıdır.



Şekil 17. Sistemdeki toplam ekserji kaybının yoğuşurucu sıcaklığı ile değişimi ( $T_K = 100\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_B = 0\text{ }^\circ\text{C}$ )

Son olarak tüm sistemin ekserji veriminin yoğuşurucu sıcaklığı ile değişimi Şekil (18)'deki grafikte gösterilmiştir. R141b akışkanı R123 akışkanı ile çok yakın değerler almakla beraber en yüksek verim R141b akışkanı ile elde edilmiştir. R600a akışkanı burada da en kötü akışkan olarak tespit edilmiştir.



Şekil 18. Sistemin ekserji veriminin yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi ( $T_K = 100 \text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_B = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ )

## SONUÇ VE TARTIŞMA

Çalışmada, düşük ölçekli atık kaynaklı organik Rankine çevrimi ile birlikte çalışan buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevriminin kazan, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının belirli aralıklardaki değişimine göre enerji ve ekserji analizi teorik olarak yapılmıştır. Sistemdeki güç çevriminin ve tüm sistemin termal ve ekserji verimleri, soğutma çevriminin ekserji verimi ve performans katsayısı ayrıca sistemdeki toplam ekserji yıkımı ayrı ayrı incelenmiştir. Kazan, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının değiştirilmesiyle elde edilen sonuçlara yukarıda verilen grafiklerin yardımıyla bakıldığında sistemde istenen tüm sonuçları (en yüksek enerji ve ekserji verimleri, en düşük ekserji yıkımı) sağlayan herhangi bir akışkan göze çarpmamaktadır. Sonuçlardan da anlaşılabilceği gibi sistemin enerji ve ekserji verimlerinde R141b akışkanının diğer akışkanlara belirgin bir üstünlüğü bulunmaktadır. Bu parametreler için R141b akışkanını R123 ve R245fa akışkanları takip etmektedir. Fakat sistemdeki ekserji yıkımları göz önüne alındığında kazan, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları değiştirildiğinde en düşük değer alan R123 akışkanı dikkat çekmektedir. Bu parametre için R123 akışkanıyla aralarında çok büyük fark bulunmamakla birlikte R245fa ve R141b akışkanları takip etmektedir. Soğutma sistemlerinde son yıllarda sıklıkla tercih edilen R600a ve R600 akışkanları ise sistemde gösterdikleri performans bakımından bu üç akışkanın hayli gerisinde kalmışlardır.

Sonuçlara göre seçilen beş akışkanının içinde sistemde kullanılabilecek en iyi akışkan R141b akışkanıdır. Fakat akışkan seçiminde akışkanın performansı kadar son yıllarda çevresel etkileri de göz önüne alınmaktadır. Sistemde kullanılan akışkanların çevresel ve güvenlik verileri tablo (5)'te gösterilmiştir [17].

Tablodaki verilere bakıldığında sistemde diğer akışkanlara göre çok iyi performans gösteren R141b akışkanı, çevre ve güvenlik parametreleri açısından sakıncalı bir akışkan olarak görülmektedir. Aynı akışkan için GWP değeri 725 (Karbondioksitin 725 katı), ozon delicilik potansiyeli 0,12 ve OEL değeri ise 500 (PPMv) olarak belirlenmiştir. Sistemdeki performansı iyi başka bir akışkan olan R123'ün ise OEL değerinin düşük olmasından dolayı (birim hacimdeki havada en fazla %0,005 olmalıdır) sistemde kullanılması sakıncalıdır. ORC sistemlerinde sıklıkla kullanılan R245fa akışkanının diğer akışkanlara göre oldukça yüksek GWP değeri sebebiyle sistemde kullanılması çevresel açıdan tehlikelidir. Son yıllarda soğutma sistemlerinde sıklıkla kullanılan R600 ve R600a akışkanları sistemde iyi bir performans göstermeseler bile çevresel ve güvenlik tedbirleri düşünülüğünde bu beş akışkan içinden sistemde kullanılabilecek en iyi akışkan oldukları görülebilmektedir.

Akışkan seçiminde, nihai kararı vermeden, enerji ve ekserji analizlerinin yanında ömür boyu maliyet (life cycle cost) analizinin de yapılması gerekmektedir. Ömür boyu maliyet (ÖBM) analizinde, ilk yatırım maliyeti, montaj ve devreye alma giderleri, işletme maliyeti, bakım ve servis ücretleri gibi diğer finansal durumların göz önüne alınması ile en uygun sonuca ulaşmak mümkündür.

**Tablo 5.** Sistemde kullanılan akışkanların çevresel ve güvenlik verileri

Akışkan	OEL (PPMv)	LFL (%)	Atmosferik Ömür (yıl)	ODP	GWP
R123	50	-	1,3	0,02	77
R600	800	1,5	0,018	0	< 20
R245fa	300	-	7,6	0	1030
R141b	500	5,8	9,3	0,12	725
R600a	800	1,7	0,01	0	< 20

Tabloda;

GWP (Global Warming Potential): Küresel ısınma potansiyelini,

ODP (Ozone Depletion Potential): Ozon tabakası delme potansiyelini,

LFL (Lower flammability limit): Alt yanma limitini (havadaki % hacim),

OEL (Occupational Exposure Limit): En yüksek maruz kalınabilme limitini (PPMv) ifade etmektedir.

## KAYNAKLAR

- [1] Gao H., Liu C., He C., Xu X., Wu S., Li Y., “Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery”, *Energies*, 5, 3233-3247, 2012.
- [2] Dai Y., Wang J., Gao L., “Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery”, *Energy Conversion and Management*, 50, 576-582, 2009.
- [3] Masheiti S., Agnew B., Walker S., “An Evaluation of R134a and R245fa as the Working Fluid in an Organic Rankine Cycle Energized from a Low Temperature Geothermal Energy Source”, *Journal of Energy and Power Engineering*, 5, 392-402, 2011.
- [4] Long R., Bao Y.J., Huang X.M., Liu W., “Exergy analysis and working fluid selection of organic Rankine cycle for low grade waste heat recovery”, *Energy*, 73, 475-483, 2014.
- [5] Kavasogulları B., Cihan E., “Organik Rankine Çevrimi ile Çalışan Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi”, 2.Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi (İKSES’14), Bildiriler Kitabı, 196-211, 2014.
- [6] Cihan E., “Organik Rankine Çevrimi ile Çalışan Atık Isı Kaynaklı Bir Soğutma Sisteminin Performansının Araştırılması”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34, 1, 101-109, 2014.
- [7] Dai Y., Wang J., Gao L., “Exergy analysis, parametric analysis and optimization for a novel combined power and ejector refrigeration cycle”, *Applied Thermal Engineering*, 29, 1983-1990, 2009.
- [8] Rayegan R., Tao X., “A procedure to select working fluids for solar Rankine Cycles (ORCs)”, *Renewable Energy*, 36, 659-670, 2011.
- [9] Bertrand F.T., George P., Gregory L., Antonios F., “Fluid selection for a low temperature solar Rankine cycle”, *Applied Thermal Engineering*, 29, 2468-2476, 2009.
- [10] Drescher U., Brüggemann D., “Fluid Selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants”, *Applied Thermal Engineering*, 27, 223-228, 2007.



- [11]Zhang X., Zeng K., He M.G., “New technology of thermodynamic cycle of waste heat recovery of vehicle gasoline engine”, Proceeding of Asia-Pacific Power and Energy engineering conference, 2009.
- [12]Klein S.A., “Engineering Equation Solver”, version 9.707, F-chart Software, 2014.
- [13]Zheng B., Weng Y.W., “A combined power and ejector refrigeration cycle for low temperature heat sources”, Solar Energy, 84, 784-791, 2010.
- [14]Qui G., Lui H., Riffat S., “Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle”, Applied Thermal Engineering, 31, 3301-3307, 2011.
- [15]Quoilin S., Lemat V., Lebrun J., “Experimental study and modelling of an organic Rankine cycle using scroll expander”, Applied Energy, 87, 1260-1268, 2010.
- [16]Kang S. H., “Design and experimental study of ORC and radial turbine using R245fa fluid”, Energy, 41, 514-524, 2012.
- [17]Calm J.M., Hourahan G.C., “Refrigerant Data Update”, HPAC Engineering, 79, 50-64, 2007.

## ÖZGEÇMİŞ

### Barış KAVASOĞULLARI

1988 yılında Antakya’da doğdu ve 2012 yılında Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. 2012 ve 2014 yılları arasında Temsa Global A.Ş.’de Ar-Ge Mühendisi olarak görev yaptı. 2014 yılında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Yüksek lisans öğrenimine ve Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başlamıştır.

### Ertuğrul CİHAN

1966 Yılında doğdu ve 1987 yılında Çukurova Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. Aynı bölümde 1991 ve 1995 yıllarında sırasıyla yüksek lisans ve doktora derecelerini aldı. Bu yıllar arasında Makine Mühendisliği bölümünde Araştırma Görevlisi ve Öğretim Görevlisi olarak çalıştı. 1996-2010 yılları arası otobüs, midibüs ve kamyon imalatı yapan özel bir şirkette Ar-Ge şefi olarak görev yaptı. 2010 yılından bu yana Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde Yardımcı Doçent olarak görev yapmaktadır.