

SOLKATERM@SES 36 SOĞUTUCU AKIŞKANININ SOĞUTMA UYGULAMALARINDA PERFORMANS İNCELEMESİ

Fatih YILMAZ*, Reşat SELBAŞ, Arif Emre ÖZGÜR, M. Tolga BALTA

Geliş Tarihi/ Received: 30.08.2015, Kabul tarihi/Accepted: 17.02.2016

Özet

Bu çalışmada yeni bir akışkan türü olan Solkaterm@ses36 akışkanın, buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin etkinliği (COP) ve ekserji verimi teorik olarak incelenmiştir. Solkaterm@ses36 akışkanı daha önce literatürde çok fazla kullanılmadığından dolayı yeni bir akışkan olan bu akışkanın COP ve ekserji verim değerleri buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına bağlı olarak değişimi incelenmiş ve grafikler halinde verilmiştir. Evaporatör sıcaklığı -10 °C de kondenser sıcaklığı 30 °C de iken çevrim COP değeri ve ekserji verimi sırasıyla 1,75- ve % 13 olarak hesaplanmıştır. Akışkanın küresel ısınma (GWP) ve ozon delme potansiyel (ODP) değerleri de incelenerek çevre dostu olup olmadığı araştırılmıştır.

Anahtar kelimeler: COP, ekserji verimi, soğutma, solkaterm@ses36

PERFORMANCE INVESTIGATION OF SOLKATERM@SES 36 AT REFRIGERANT COOLING APPLICATIONS

Abstract

In this study, a new type of fluid Solkaterm@ses36, vapor compression refrigeration's cycle of efficiency (COP) and exergy efficiency analysis are investigated. Solkaterm@ses36 fluid, due to previously in literature less is used, a new fluid of COP and exergy efficiency are investigated according to exchange evaporation and condensation temperature and listed on the graph. While the cycle of evaporator temperature is -10 °C condenser temperature 30 °C, COP and exergy efficiency of the cycle are calculated 1,75 and % 13. Fluid global warming (GWP) and ozone depletion potential (ODP) values were also investigated by examining whether or not environmentally friendly.

Key Words: COP, exergy efficiency, cooling, solkaterm@ses36

* Aksaray Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu/ Elektrik ve Enerji Bölüm/ Aksaray
E-posta: fatiyilmaz7@gmail.com

1. Giriş

Kompresörlü soğutma sistemleri, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı çekerek yüksek sıcaklıktaki ortama aktararak soğutma işlemini yapan sistemlerdir. Bu işlemler sırasında aracı akışkan olarak soğutucu akışkanlar kullanılır.

İklimlendirme ve soğutma sistemlerinin kullanımı günümüzde vazgeçilmez bir hal almıştır ve dünya enerji tüketiminin yaklaşık % 9'unu bu sistemler oluşturmaktadır (Söğüt vd, 2012). Küresel ısınma gibi çevresel sorunların artmasından dolayı, bu sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanların küresel ısınmaya olan etkisinde önemli bir hal almıştır.

Küresel ısınma ile ilgili endişelerin arttığından çevreye zararlı olan akışkanların yerine alternatif akışkan arayışı başlamıştır. Alternatif akışkan olarak küresel ısınma potansiyeli (GWP) ve ozon delme potansiyeli (ODP) değerleri düşük olan akışkanlardır. GWP ve ODP değerleri yüksek olan CFC(Kloroflorokarbon) ve HCFC (Hidrokloroflorokarbon) gibi soğutucu akışkanlar, ozon tabakasına zarar verdiklerinden, gün geçtikçe kullanımları daha sınırlı hale gelmiştir.

Bu soğutucu akışkanlara alternatif olarak HFC (Hidroflorokarbonlar) soğutucu akışkanlar geliştirilmiştir. Bunlardan en ön plana çıkan soğutucu akışkan, CFC-12 için alternatif olarak geliştirilen, HFC-134a dır. Fakat HFC-134a, küresel ısınma değeri yüksek olmasından dolayı kullanımı bazı alanlarda sınırlandırılmıştır (Bulgurcu ve Uslu, 2008). Şuan soğutma sistemlerinde kullanılan bu akışkanın küresel ısınma değeri yaklaşık olarak 1300 civarındadır (Akdemir ve Güngör, 2010, 2010). Küresel ısınma değerine bakıldığında bu akışkanın da çevre açısından sorun teşkil ettiği anlaşılmaktadır. Yenidünya düzeninde gelişen ülkelerde CFC'lerin tamamen tedavülden kaldırılması için tarih 2010 olarak, HCFC'ler için 2040 olarak belirlenmiştir (Powell, 2002).

CFC ve HCFC'ler yerine ozon tüketmeyen HFC kullanımı yaygınlaşmaya başladıysa da saf HFC'lerin yüksek küresel ısınma potansiyelleri (GWP) Kyoto Protokolünde belirlenmiş, HFC üretimi ve kullanımının azaltılması için ortak karar alınmıştır. Ev tipi iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanların çevresel parametreleri Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanların çevresel parametreleri (Usgbc, 2004)

Soğutucu akışkanlar	Sızıntı oranları(%)	ODP	GWP	Atmosferik yaşam (Yıl)	Emisyon katkı oranı
R12		0,820	8100	100	
R22		0,04	1810	12	
R134a		0	1430	14	
R410a	1530	0	2100	29	0,3
R423a		0	2300	-	
R600		0	20	0,019	
R407c	3-30	0	3900	29	30
R404a		0	1674	29	

Tablo 1'de verilen soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanların çevresel parametreleri incelendiğinde bu akışkanlar içerisinde ODP ve GWP değerleri

açısından en uygun olan akışkan R600 akışkanıdır. Fakat bu akışkanın da yanıcı özelliği olması dezavantajdır. Solkatherm@ses36 akışkanı % 65 oranında hidrofluorocarbon CF₃CH₂CF₂CH₃(R365mfc) ve % 35 oranında perfluorinated polyether (PFPE) meydana gelen azeotropik bir karışımdır. Bu akışkanın termofiziksel özellikleri Tablo 2’de verilmiştir.

Literatüre bakıldığında solkatherm@ses36 akışkanı ile ilgili yapılan çalışmaların oldukça az olduğu görülmektedir. Fröba vd, (2007) yılında deneysel olarak çeşitli özelliklerdeki karışım akışkanı olan Solkatherm@ses36 akışkanın termodinamik özelliklerini inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Quoilin, (2012) yılında bitirme tezinde atık ısı kaynaklı Organik Rankine çevriminde Solkatherm@ses36 akışkanı ile deneysel olarak dinamik modellemesini yapmıştır. Marin, (2014) yılında Solkatherm@ses36 akışkanında kullandığı organik Rankine çevriminin enerji ve ekserji verimlerini incelemiştir. Ibarra vd, (2014) yılında 5 kW’lık organik Rankine çevriminin performans analizini incelemiştir. Çalışma akışkanı olarak Solkatherm@ses36 akışkanı ve R245fa akışkanlarını kullanmışlardır. Solkatherm@ses36 akışkanın ısı veriminin daha iyi olduğu anlaşılmıştır. Kolsch ve Radulovic, (2015) yılındaki çalışmalarında dizel motorlarındaki atık ısının organik Rankine çevriminde kullanılmasını incelemiştir. Çevrimde aracı akışkan olarak Solkatherm@ses36, metanol ve tolüen kullanılmıştır.

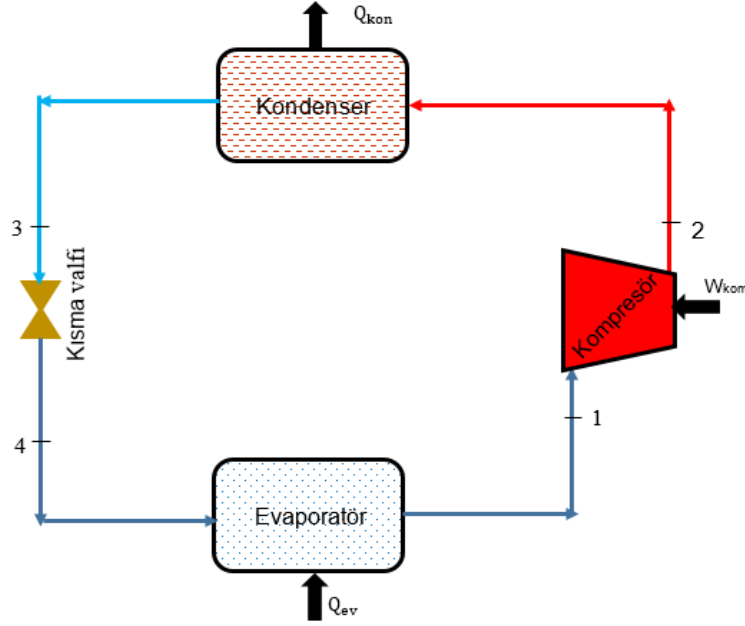
Tablo 2. Solkatherm@ses36 akışkanın termofiziksel özellikleri (Solkane, 2015)

Kimyasal formülü	CF ₃ CH ₂ CF ₂ CH ₃ + PFPE
Kritik basınç (Bar)	177,6
Kritik sıcaklık (°C)	28,5
Kaynama noktası (°C)	35,6
ODP	0
GWP	-
Özgül hacim (dm ³ /kg)	1,85

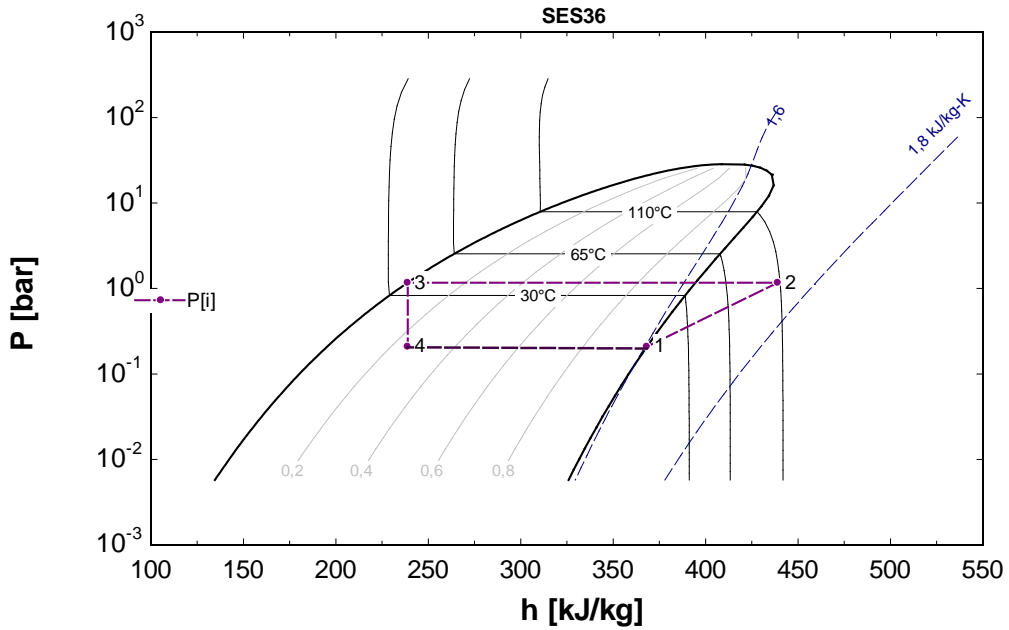
Bu çalışmada yeni bir akışkan olan küresel ısınmaya etkisi olmayan çevre dostu Solkatherm@ses36 akışkanı ile çalışan tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevriminin performans analizi teorik olarak incelenmiştir. Bu akışkanın enerji ve ekserji verim değişimleri belirli parametreler çerçevesinde incelenmiş ve değişimleri araştırılmıştır. Literatürde bu akışkan ile ilgili genellikle organik Rankine çevrimlerinde kullanıldığı fakat soğutma sistemleri üzerinde yapılmış olan bir çalışmaya denk gelinmediğinden dolayı bu çalışma yapılmıştır.

2. Tek Kademeli Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

Tek kademeli buhar sıkıştırma soğutma çevrimleri soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde yaygın olarak kullanılırlar. Bu çevrim dört ana elemandan meydana gelmektedir. Çevrimin tesisat şeması ve P-h diyagramı Şekil 1 ve 2’de verilmiştir.



Şekil 1. Tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin tesisat şeması



Şekil 2. Tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin P-h diyagramı

İncelenen ideal soğutma sistemi Şekil 1’de gösterildiği üzere, kompresör, kondenser, kısma valfi ve evaporatörden meydana oluşmaktadır. Çevrimin çalışmasını kısaca şöyle açıklayabiliriz; doymuş sıvı olarak 3 noktasında kondenseri terk eden soğutucu akışkan kısma valfine gelir. Kısma valfine yüksek basınçta gelen akışkanın basıncı düşerek evaporatöre düşük basınç ve düşük sıcaklıkta girer. Burada çevreden ısı alarak buharlaşan akışkan soğutma etkisini meydana getirir. 1 noktasında evaporatörden doymuş buhar olarak çıkan akışkan kompresöre girer ve basınç ve sıcaklığı yükselerek kondensere ulaşır. Çevrim bu şekilde sürekli olarak çalışmaya devam eder. Bu çalışmada analizler için yapılan kabuller

Tablo 3’de verilmiştir. Teorik hesaplamalarda Engineering Equation Solver (EES, 2015) adlı programdan yararlanılmıştır.

Tablo 3. Kabul edilen çevrim parametreleri

Referans sıcaklık (T_0)	21 °C
Referans basınç (P_0)	1 (Bar)
Soğutma kapasitesi (Q_{ev})	1 kW
Kondenser sıcaklık aralığı	30-50 °C
Evaporatöre sıcaklık aralığı	-10- 0 °C
Kompresörün izantropik verimi ($\eta_{is,komp}$)	75-85 %

Soğutma sisteminin modellenmesinde, öncelikle, bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller aşağıda belirtilmiştir.

- Çevrim elemanlarında sürekli rejim çalışma şartları geçerlidir.
- Çevrim elemanlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Çevrimdeki ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kinetik ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilmiştir.
- Evaporatör ve kompresör fanlarının enerji kullanımları dikkate alınmamıştır.

Yukarıdaki bu kabuller sonucunda akış ekserjisi(Çengel ve Boles, 2008);

$$\dot{E}_X = \dot{m} * (h - h_0) - T_0 * (s - s_0) \quad (1)$$

şeklinde yazılır ve her bir sistemin tersinmezlikleri denklem 2’deki şekilde yazılır. Burada h entalpi, s ise entropi yi göstermektedir. 0 alt indisler ise çevre sıcaklığında ve basıncındaki entalpi ve entropilerdir.

$$\dot{E}_{X,yıkımı} = I = \dot{m} * T_0 * (s - s_0) \quad (2)$$

Çevrim elemanları için termodinamiğin 1. ve 2. yasalarına göre her bir eleman için aşağıdaki şekilde yazılır;

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

$$h_2 = \left(\frac{h_{2s} - h_1}{\eta} \right) + h_1 \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m} * (h_2 - h_3) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m} * (h_4 - h_1) \quad (6)$$

$$h_3 = h_4 \quad (7)$$

Denklem 4’de kompresörün izantropik verimine bağlı olarak kompresör çıkışının entalpisi elde edilmiştir. Burada h_{2s} kompresörün izantropik sıkıştırma sonucunda elde edilen entalpi değeridir. Aşağıdaki denklemlerde çevrimin her bir elemanı için tersinmezlik formülleri verilmiştir.

$$I_K = \dot{m} * (\dot{E}_{X_1} - \dot{E}_{X_2}) + \dot{W}_{kom} \quad (8)$$

$$I_{kon} = \dot{m} * (\dot{E}_{X_2} - \dot{E}_{X_3}) - \dot{Q}_{kon} \left(1 - \frac{T_0}{T_{kon}}\right) \quad (9)$$

$$I_{kv} = \dot{m} * (\dot{E}_{X_5} - \dot{E}_{X_6}) \quad (10)$$

$$I_{ev} = \dot{m} * (\dot{E}_{X_1} - \dot{E}_{X_4}) + \dot{Q}_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right) \quad (11)$$

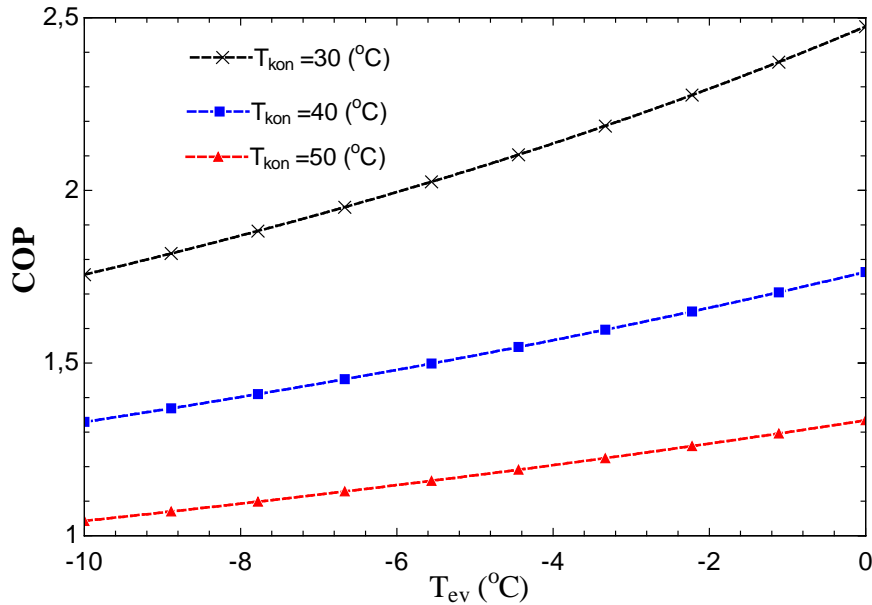
Denklem 11 'deki T_0 çevre sıcaklığını T_{ev} ise evaporatör çıkış sıcaklığını göstermektedir. Çevrimin soğutma performans katsayısı ve ekserji verimi denklem 12 ve 13'de verilen formüllerle elde edilmiştir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{W_{kom}} \quad (12)$$

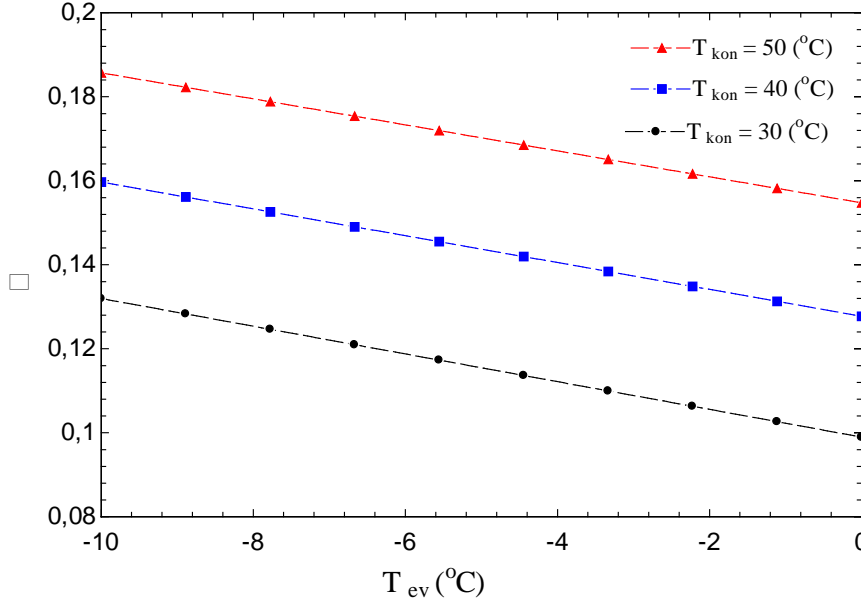
$$\Psi = \frac{(\dot{E}_{X_4} - \dot{E}_{X_1})}{W_{kom}} \quad (13)$$

3.Tartışma

Çevrimin enerji ve ekserji analizleri sonucun çevrimin soğutma performans katsayısı (COP) ve ekserji verim değişimleri Şekil 3 ve 4'de sırasıyla verilmiştir. Şekil 3'de evaporatör sıcaklığına ve üç farklı kondenser sıcaklığına göre COP değişimi incelenmiştir. Şekil 4'de ise aynı değerler altında ekserji verim değişimi incelenmiştir. Grafikler farklı kondenser sıcaklıklarına göre çizilmiştir. Evaporatör sıcaklığı -10 °C de iken kondenser sıcaklığının artırılması çevrimin COP değerini azaltırken ekserji verimini ise arttırmaktadır. Kondenser sıcaklığını sabitken evaporatör sıcaklığının artırılması ile çevrimin COP değerini arttırırken ekserji verimi ise düşürmektedir. Evaporatör sıcaklığı arttığında buna bağlı olarak evaporatörün ısı transfer miktarı artmakta ve çevrimin COP değeri artmaktadır.

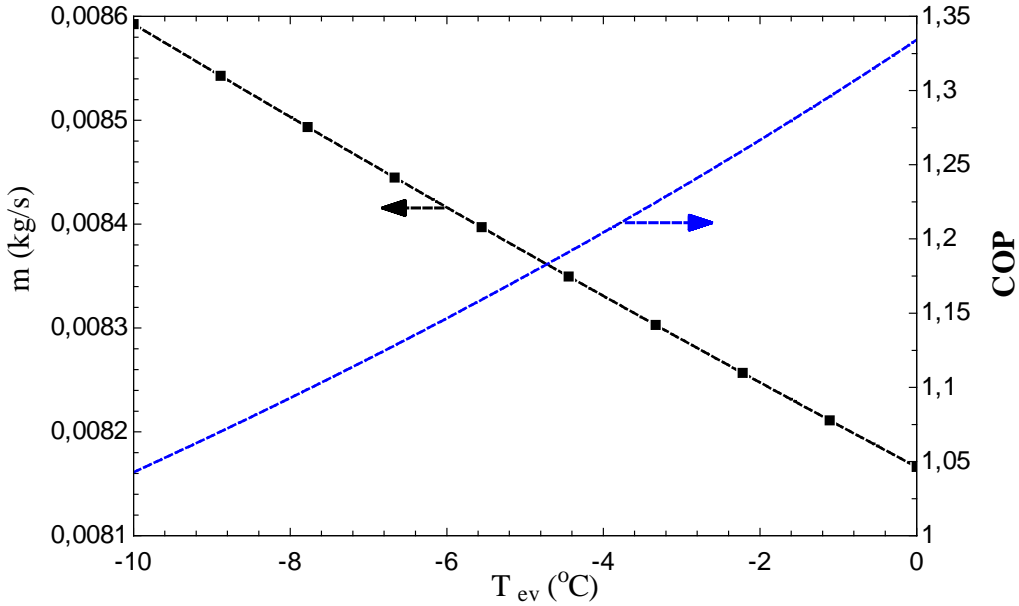


Şekil 3. Çevrimin COP değişimi evaporatör sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4. Çevrimin ekserji verim değişimi evaporatör sıcaklığı ile değişimi

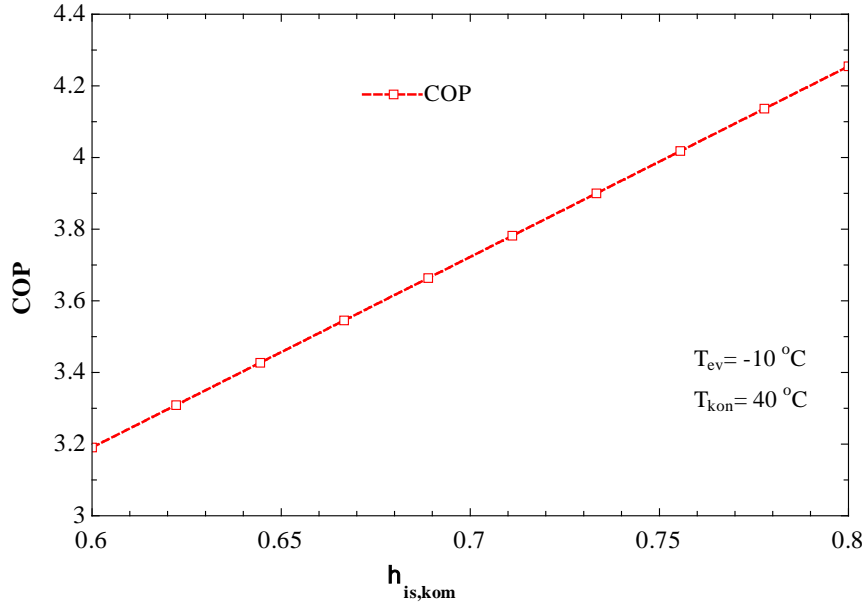
Şekil 5’de evaporatör sıcaklığına bağlı olarak soğutucu akışkan debisinin değişimi ve çevrimin COP değişimi verilmiştir. Kondenser sıcaklığı 40 °C’de, evaporatör sıcaklığının artması sonucunda çevrimde dolaşan debi miktarı azalmaktadır. Evaporatör sıcaklığı arttırıldığında çevrimin COP değerinin de arttığı Şekil 5’den anlaşılmaktadır.



Şekil 5. Soğutucu akışkanın kütleli debisinin evaporatör sıcaklığı ile değişimi

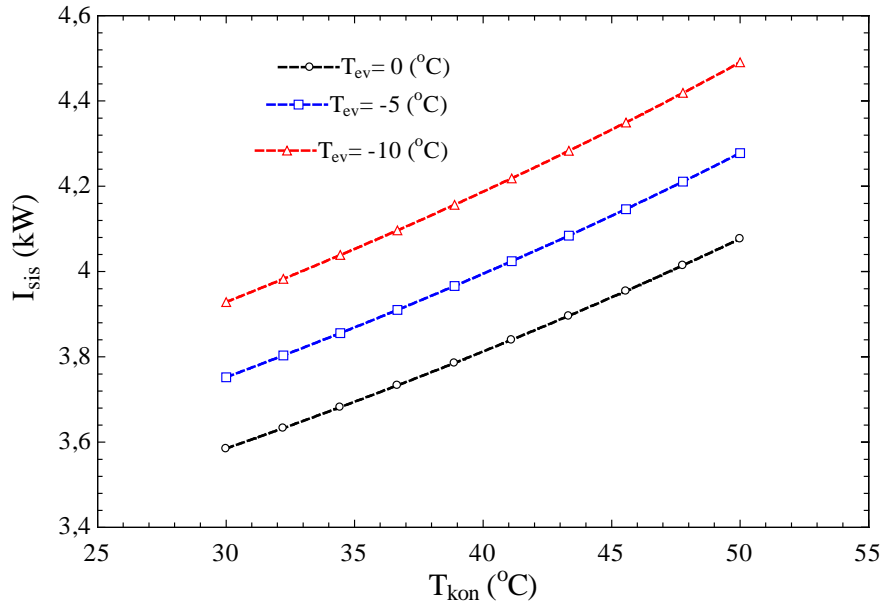
Çevrim COP değişimi pompanın izantropik verimi ile değişimi Şekil 6’da verilmiştir. Şekil 6’da verilen grafik 40 °C kondenser sıcaklığı için geçerlidir. Kompresörün izantropik veriminin artması ile çevrimin COP değerinin de arttığı görülmektedir. İzantropik verimin artmasına

bağlı olarak kompresör çıkışındaki entalpi değerinin düşmesi sonucunda kompresörün çektiği güç düşer ve çevrimin COP değeri artar.



Şekil 6. Çevrimin COP değişimi pompanın izantropik verimi ile değişimi

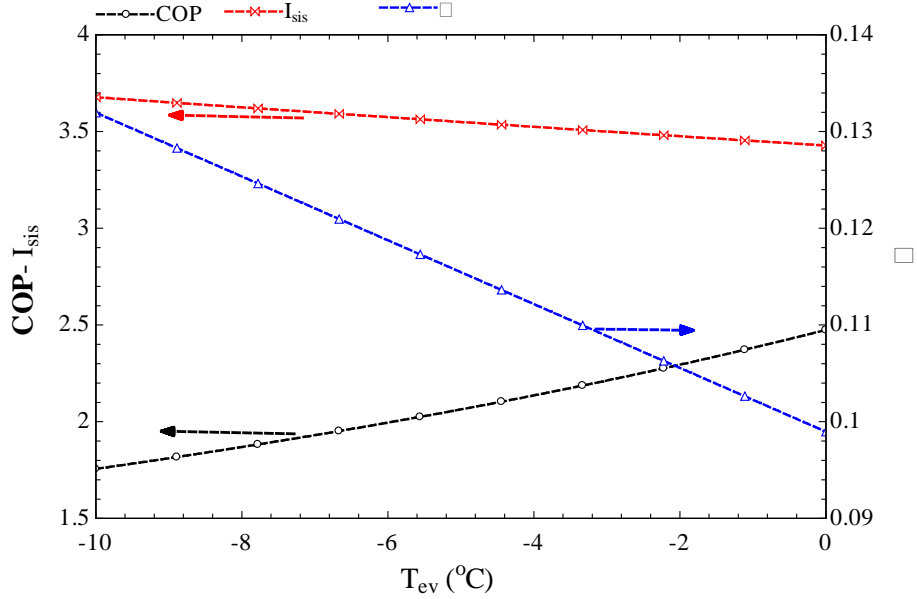
Şekil 7'de çevrimin toplam tersinmezlik değişimi kondenser sıcaklık değişimine göre verilmiştir. Kondenser sıcaklığının artırılması sonucunda çevrimin toplam tersinmezlik değeri de artmaktadır. Şekil 7'de verilen grafik te toplam tersinmezlik değerlerinin değişimi farklı evaporatör sıcaklıklarına göre incelenmiştir. Kondenser sıcaklığı sabitken evaporatör sıcaklığı artırıldığında çevrimin toplam tersinmezlik değeri düştüğü görülmektedir.



Şekil 7. Kondenser sıcaklığına göre çevrim toplam tersinmezlik değişimi

Şekil 8'de çevrimin evaporatör sıcaklığına göre çevrim toplam tersinmezlik, ekserji verimi ve COP değişimi verilmiştir. Şekil 8'de verilen grafik 30 °C kondenser sıcaklığı için geçerlidir.

Evaporatör sıcaklığı arttırıldığında çevrimin toplam tersinmezliğide çok az bir düşüş görülmektedir ve ekserji verimi de düşmektedir. Çevrimin COP değeri ise artmaktadır.



Şekil 8. Evaporatör sıcaklığına göre çevrimin toplam tersinmezlik, ekserji ve COP değişimi

4. Sonuçlar

Soğutucu akışkanlarla ilgili her geçen gün yeni gelişmeler yaşanmaktadır. Ozon dostu olmayan ve çevresel etkisi fazla olan akışkanların kullanımı daha sınırlı hale gelmeye başlamıştır. Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP), bir soğutucu akışkanın ozon tabakasına zarar verme riski olarak tanımlanır. Bu değer, ODP'si 1 olarak kabul edilen R11 soğutucu akışkanı referans alınarak ifade edilir. Günümüzde küresel ısınma sebeplerinden dolayı soğutucu akışkan seçimi yaparken Ozon delme potansiyeli ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) önemli yer teşkil etmektedir. Bundan dolayı alternatif akışkan arayışları devam etmektedir.

Bu çalışmada ozon delme potansiyeli 0 olan ve literatür incelendiğinde daha çok fazla çalışma yapılmamış bir akışkan olan solkatherm@ses36 akışkanı tek kademeli bir soğutma sisteminde incelenmiştir. Çevrimden elde edilen sonuçlar;

- ✓ Evaporatör sıcaklığı -10 °C de kondenser sıcaklığı 30 °C de iken çevrim COP değeri ve ekserji verimi sırasıyla 1,75- ve % 13 olarak hesaplanmıştır. Aynı şartlar altında çevrim R134a ya göre yapıldığında çevrimin COP değeri 1,35 olarak hesaplanmıştır.
- ✓ Kondenser sıcaklığı 30 °C de sabit iken evaporatör sıcaklığını -10 – 0 °C arasında arttırıldığında çevrimin COP değerinin arttığı görülmüştür. Ekserji verimi ise azalmaktadır.
- ✓ Sabit evaporatör sıcaklığında kompresörün izantropik veriminin arttırılması çevrimin COP değerinin düştüğü görülmüştür.
- ✓ Evaporatör sıcaklığı sabit iken kondenser sıcaklığı arttırıldığında çevrimin toplam tersinmezlik değerinin arttığı görülmüştür.

5. Simgeler ve Kısaltmalar

\dot{E}_x	akış ekserjisi (kW)
W	iş (kW)
Q	ısı (kJ)
\dot{m}	akışkan debisi (kg/sn)
η	verim (%)
COP	soğutma performans katsayısı
ODP	ozon delme potansiyeli
GWP	küresel ısınma potansiyeli
P	basınç
h	entalpi (kJ/kg)
s	entropi (kJ/kgK)
Ψ	Ekserji verimi
Kon	kondenser
ev	evaporatör
Kv	kısma valfi
Kom	kompresör
I	toplam tersinmezlik
sis	sistem (çevrim)
0	ölü hal

6. Kaynaklar

- Akdemir, Ö., Güngör, A., 2010. “CO₂ Soğutma Çevrimlerinin Maksimum Performans Analizi”, Isı Bilimi ve Tekniği, Cilt 30, No 2, 37–43.
- Bulgurcu, H., Uslu, T., 2008. “Taşıt İklimlendirme Sistemlerinde Soğutucu Akışkan Olarak Karbondioksit (CO₂) Kullanımı”, Mühendis ve Makine, Cilt 49, No 578, 8–13
- Cengel, Y.A. ve Boles, M.A. 2008. Thermodynamics: An Engineering Approach, 6th edition, McGraw-Hill, NY
- EES, 2015, Engineering Equation Solver Packet Program V9.852
- Fröba, A.P., H. Kremer., A. Leipertz, C. Meurer., 2007. International Journal of Thermophysics, 28, 2.
- Kolsch, B., Radulovic, J., 2015. Utilisation of diesel engine waste heat by Organic Rankine Cycle, Applied Thermal Engineering, 78, 437-448
- Ibarra, M., Rovira, A., Alarcón-Padilla, D. C., a , Blanco, J., 2014. Performance of a 5 kWe Organic Rankine Cycle at part-load operation, Applied Energy, 120, 147–158
- Powell, R.L. 2002. “CFC phase out: Have we met the challenge?”, Journal of Fluorine Chemistry, Vol. 114, pp. 237-250
- Solkane 8.0 Software Erişim Tarihi: 20.08.2015
- Söğüt, M. Z., Bulgurcu, H., Yalçın, E., 2012. “Soğutma Sektöründe Soğutucu Akışkanlara Bağlı Emisyon Envanteri”, 1. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu
- USGBC., 2004. Report on the Treatment by LEED of Environmental Impact of HVAC Refrigerants, U.S. Green Building Council (USGBC), Washington D.C., USA
- Quoilın, S., 2012. Experimental study and dynamic modeling of a Waste Heat Recovery Organic Rankine Cycle, Final Year Project, 64s.