

**T.C.
UŞAK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜŐÜ**

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**SU KAYNAKLI ISI POMPALARINDA NANOPARTİKÜL KULLANIMININ
ISIL PERFORMANSA ETKİŐİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet KARAARSLAN

**HAZİRAN 2019
UŞAK**

T.C.
UŞAK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

SU KAYNAKLI ISI POMPALARINDA NANOPARTİKÜL KULLANIMININ
ISIL PERFORMANSA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet KARAARSLAN

UŞAK 2019

Kabul ve Onay Sayfası

Mehmet KARAARSLAN tarafından hazırlanan Su Kaynaklı Isı Pompalarında Nanopartikül Kullanımının Isıl Performansa Etkisi adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Abdullah YILDIZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği / oy çokluğu ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Abdullah YILDIZ

Makine Mühendisliği, Uşak Üniversitesi

Doç. Dr. Canan KANDİLLİ

Makine Mühendisliği, Uşak Üniversitesi

Dr. Öğretim Üyesi Gökhan GÜRLEK

Makine Mühendisliği, Ege Üniversitesi

Tarih: 03/07/2019

Bu tez ile U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Doç. Dr. Murat Kemal KARACAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Mehmet KARAARSLAN



**SU KAYNAKLI ISI POMPALARINDA NANOPARTİKÜL KULLANIMININ
ISIL PERFORMANSA ETKİSİ**

(Yüksek Lisans Tezi)

Mehmet KARAARSLAN

UŞAK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2019

ÖZET

Bu çalışmada, su kaynaklı bir ısı pompası tasarlanmış, üretilmiş ve test edilmiştir. Sisteme Al_2O_3 nanopartikülü ilave edilerek enerji ve ekserji performansına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deney verilerine bağlı olarak, ısı pompası ünitesi ve tüm sistemin her bir parçası için enerji analizi ve ekserji analizi yapılmıştır. 10 °C, 11 °C ve 12 °C kaynak sıcaklıklarında kompresörde POE yağı kullanılan sistem ile kompresörde POE+ Al_2O_3 karışımı yağ kullanan sistemin enerji ve ekserji verimleri deneysel olarak karşılaştırılmıştır. POE yağlı sistemin 10 °C, 11 °C ve 12 °C kaynak sıcaklıkları için ısı pompası ünitesi enerji performans katsayısı değerleri sırasıyla 4,20, 4,24 ve 4,31 olarak hesaplanırken tüm sistem için sırasıyla 2,63, 2,90 ve 2,93 olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde, POE+ Al_2O_3 karışımı yağlı sistemin 10 °C, 11 °C ve 12 °C kaynak sıcaklıkları için ısı pompası ünitesi enerji performans katsayısı değerleri sırasıyla 3,92, 3,95 ve 3,98 olarak hesaplanırken tüm sistem için sırasıyla 2,34, 2,36 ve 2,54 olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak, Al_2O_3 nanopartikülü ısı pompası performansını bir miktar düşürmektedir.

Bilim Kodu: 625.04.00.

Anahtar Kelimeler: Su kaynaklı ısı pompası, enerji analizi, ekserji analizi, performans katsayısı, kaynak sıcaklığı, nanopartikül, Al_2O_3

Sayfa Adedi:54

Tez Yöneticisi: Doç. Dr. Abdullah YILDIZ

THE EFFECT OF NANOPARTICLE USAGE ON PERFORMANCE IN WATER SOURCE HEAT PUMPS

(M.Sc. Thesis)

Mehmet KARAARSLAN

UNIVERSITY OF UŞAK

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

HAZİRAN 2019

ABSTRACT

In this study, a water source heat pump was designed, manufactured and tested. Al_2O_3 nanoparticle was added to the system and its effect on energy and exergy performance was investigated experimentally. Depending on the test data, energy analysis and exergy analysis were performed for each part of the heat pump unit and the whole system. The energy and exergy yields of the system using POE oil in the compressor and POE + Al_2O_3 mixture oil in the compressor were compared experimentally at welding temperatures of 10 °C, 11 °C and 12 °C. POE oil system's 10 °C, 11 °C and 12 °C heat pump unit energy performance coefficient values are calculated as 4,20, 4,24 and 4,31 for the whole system respectively, 2,63, 2,90 and 2,93 for the whole system, respectively. Calculated as. Similarly, the heat pump unit energy performance coefficient values of POE + Al_2O_3 mixture oil source system for 10 °C, 11 °C and 12 °C welding temperatures are calculated as 3,92, 3,95 and 3,98 respectively. 2,34, 2,36 and 2,54. As a result, the Al_2O_3 nanoparticle reduces the heat pump performance slightly.

ScienceCode: 625.04.00

Keywords: Water source heat pump, energy analysis, exergy analysis, performance coefficient, welding temperature, nanoparticle, Al_2O_3

Number of Page:54

Supervisor: Doç. Dr. Abdullah YILDIZ

TEŞEKKÜR

Bu tezin seçiminde ve hazırlanmasında yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen, bilgilerini ve deneyimlerini bizimle paylaşan, maddi manevi desteklerini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendirmemde yol gösteren danışmanım Doç. Dr. Abdullah YILDIZ hocama sonsuz teşekkür ederim.

Yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen, bilgilerini ve deneyimlerini bizimle paylaşan hocam Doç. Dr. Mustafa Ali ERSÖZ'e verdikleri desteklerden ötürü teşekkür ederim.

Çalışmalarım boyunca maddi ve manevi desteklerini bir an eksik etmeyen sevgili aileme verdikleri desteklerden ötürü teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	viii
RESİMLERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR	xi
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	14
3.1. Su Kaynaklı Isı Pompası Tasarımı.....	14
3.2. Nanopartiküllü Yağın Hazırlanması	16
4. TERMODİNAMİK ANALİZ	18
4.1. Termodinamiğin 1. Yasa (Enerji) Analizi	18
4.1.1. Kompresör	18
4.1.2. Kondenser.....	19
4.1.3. Genleşme (Kısma) Valfi.....	19
4.1.4. Evaporatör	20
4.1.5. Su Devresi Sirkülasyon Pompası.....	20
4.1.6. Rezervuar.....	21
4.1.7. Radyatör	21
4.1.8. Radyatör Devresi Sirkülasyon Pompası	21
4.1.9. Enerji Performansı (ECOP).....	22
4.2. Termodinamiğin 2. Yasa (Ekserji) Analizi.....	22
4.2.1. Kompresör	23
4.2.2. Kondenser.....	24
4.2.3. Genleşme (Kısma) Valfi.....	24

4.2.4.	Evaporatör	24
4.2.5.	Su Devresi Sirkülasyon Pompası.....	24
4.2.6.	Rezervuar.....	24
4.2.7.	Radyatör	25
4.2.8.	Radyatör Devresi Sirkülasyon Pompası	25
4.2.9.	Ekserji Performansı (EXCOP)	25
5.	SONUÇLAR	26
6.	TARTIŞMA	37
	KAYNAKLAR.....	39
	ÖZGEÇMİŞ.....	41



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2. 1. Literatür özeti	8
Çizelge 3. 1. Deney cihazlarının teknik özellikleri	16
Çizelge 3. 2. POE yağının teknik özellikleri	16
Çizelge 3. 3. Al ₂ O ₃ nano partikülünün teknik özellikleri	17
Çizelge 5.1. Deneylerden elde edilen ortalama ölçüm sonuçları	28
Çizelge 5. 2. 10 °C kaynak sıcaklığında kütleli debi değerleri ve termodinamik özellikleri	29
Çizelge 5. 3. 11 °C kaynak sıcaklığında kütleli debi değerleri ve termodinamik özellikleri	29
Çizelge 5. 4. 12 °C kaynak sıcaklığında kütleli debi değerleri ve termodinamik özellikleri	30
Çizelge 5. 5. Enerji analizi sonuçları	30
Çizelge 5. 6. Ekserji yıkım değerleri	32

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim

Sayfa

Resim 3. 1. Mahal ısıtma amaçlı olarak tasarlanan su kaynaklı ısı pompasının genel görünüşü 14

Resim 3.2. Kompresörde kullanılan yağ tipleri 17



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Isıtma modu için hesaplanan COP değerleri [15]	6
Şekil 3. 1. Isı pompası sisteminin şematik görünüşü.....	15
Şekil 5. 1. Nanosuz çalışan kompresör için zamana bağlı güç tüketimi	26
Şekil 5. 2. Nano ilave edilen kompresör için zamana bağlı güç tüketimi	26
Şekil 5. 3. POE ve POE+Al ₂ O ₃ nano akışkanlı kompresör elektrik gücü tüketimi.....	27
Şekil 5. 4. Isı pompası enerji performans katsayısı	31
Şekil 5. 5. Tüm sistem enerji performans katsayısı.....	31
Şekil 5. 6. 10 °C kaynak sıcaklığında ekserji yıkım değerleri.....	33
Şekil 5.7. 11 °C kaynak sıcaklığında ekserji yıkım değerleri.....	33
Şekil 5.8. 12 °C kaynak sıcaklığında ekserji yıkım değerleri.....	34
Şekil 5. 9. 10 °C, 11 °C ve 12 °C kaynak sıcaklıklarında ısı pompası ekserji verimi.....	35
Şekil 5. 10. 10 °C, 11 °C ve 12 °C kaynak sıcaklıklarında sistem ekserji verimi.....	35

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler ve Açıklamaları

\dot{E}	Enerji oranı (kW)	r	Soğutucu
\dot{E}_x	Ekserji oranı (kW)	s	İzantropik
\dot{Q}	Isı transfer oranı (kW)	w	Su
\dot{W}	Çalışma oranı veya güç (kW)	0	Ölühálnoktası
m	Kütle akış hızı(kg/s)	HP	Isı pompası
T	Sıcaklık (K veya °C)	cs	Kondenser tarafı
c	Özısı (kJ/kgK)	es	Evaporator tarafı
h	Spesifik entalpi (kJ/kg)	in	Giriş
s	Spesifik entropi (kJ/kg)	out	Çıkış
ψ	Spesifik ekserji (kJ/kg)	exp	Genleşmevalfi
komp	Kompresör	rez	Rezervuar
kond	Kondenser	rad	Radyatör
evap	Evaporatör	sis	Sistem
Hz	Hertz		

Kısaltmalar ve Açıklamaları

AVM	Alışveriş merkezi	PAG	Polialkilen
COP	Performans katsayısı	MO	Mineral yağ
MFHP	Çok fonksiyonlu ısı pompası	SWCHN	Tek duvarlı karbon nano boynuzları
CNT	Karbon nano tüp	POE	Polyester yağ

1. GİRİŞ

İklimlendirme uygulamaları için ihtiyaç duyulan enerjinin alternatif enerji kaynakları ile karşılanması mümkündür. Bu amaçla yenilenebilir enerji kaynakları ile çalışan ısı pompası sistemleri birçok ülkede ısıtma ve soğutma için tercih edilen sistemler olmuştur. Bu sistemlerin ısı kaynağı olarak genellikle güneş, toprak, hava ve jeotermal enerji kullanılmaktadır. Isı pompası sistemleri, atık ısıyı ısı üretimi sistemine geri kazandıran, bu sayede evsel kullanımdan endüstriyel uygulamalara kadar geniş bir aralıkta verimli ve çevre dostu ısıtma – soğutma uygulamaları sunan bilinen tek sistemdir. Deneysel çalışmalar göstermiştir ki, ısı pompaları sera gazlarını özellikle de karbondioksit emisyonlarını önemli oranda azaltma potansiyeline sahiptir [1].

Isı pompası, düşük sıcaklıklı ısı kaynağından yüksek sıcaklıklı ısı kaynağına ısı aktaran enerji cihazlarına denir. Isı pompası verimliliği yüksek bir enerji kaynağı olduğu için fosil yakıt kullanılan enerji kaynaklarına göre tercih edilmektedir. Su kaynaklı ısı pompaları binalarda eş zamanlı ısıtma ve soğutma uygulamalarında, ticari ve kamu binalarında enerji tasarrufuna yönelik uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bu sistemlerde sağladıkları enerji tasarrufu ile daha etkin ve tercih edilen sistemler olmuştur. Günümüzde birçok ülkede ve ülkemizde alışveriş merkezlerinde (AVM), ticari binalarda vb. alanlarda uygulanmaktadır [2].

Isı pompaları üzerine yapılan çalışmalar, geliştirilmiş çevrim tasarımları, çevrimdeki elemanların iyileştirilmesi ve ısı pompalarının geniş alanda uygulanabilirliğini arttırmak gibi konular üzerine yoğunlaşmıştır. Isı pompasının ekonomik bir tercih olabilmesi için performansının ve güvenilirliğinin artırılmasına yönelik güncel bazı çalışmalar, ısı pompasının enerji verimini fark edilebilir oranda arttırmıştır. Kompresör teknolojisindeki gelişmelerin de ısı pompası sistemlerinin enerji tüketimlerini % 80 oranında azaltma potansiyeli vardır [1].

Sistem tasarımında termodinamiğin birinci yasa (enerji) ve ikinci yasa(ekserji) analizleri yapılmalıdır. Enerji analizi, sistemlerin enerji kullanım süreçlerinin tüm davranışlarını araştırmak için yetersiz kalırken ekserji analizi bu enerji akışını daha iyi tanımlamamızı sağlar.

Bu çalışmada, su kaynaklı ısı pompasının kompresörüne ilave edilen Alüminyum oksit (Al_2O_3) nano partikülünün enerji ve ekserji verimine etkisi deneysel olarak araştırılmıştır.



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde, toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompalarının enerji ve ekserji analizi üzerine çok sayıda çalışma mevcuttur.

Hepbaşlı ve Balta, binalarda düşük sıcaklıklı jeotermal kaynakların kullanılması için bir ısı pompası sisteminin modellenmesini ve performans değerlendirmesini çalışmışlardır. Bu amaç için R-134a soğutucu akışkan kullanan bir deney sistemi tasarlamış ve üretmiştir. Deneysel verilere dayanarak, tüm sistemin her bir bileşeni ve tüm sistem için COP değerini ve ölü hal sıcaklığına bağlı olarak ekserji verimliliğini ve ekserji yıkımlarını, yakıt tüketme oranını, kısmi tersinmezliği, her bir elemanın ekserji yıkımını ve ekserjetik faktörünü hesaplamışlardır. Maksimum COP değerini 50 °C yoğuşma sıcaklığında 2,4 olarak bulurken, ekserji verimini 0 °C ölü hal sıcaklığında %63,29 olarak bulmuştur [3]. Coşkun vd, atık ısı geri kazanım uygulamaları için mekanik ısı pompası kullanmışlardır. Kompresör hızı, atık su sıcaklığı ve akış oranı gibi kontrol parametrelerinin ısı pompası ve toplam sistem performansı üzerine etkilerini Taguchi yöntemi ile deneysel olarak araştırmışlardır ve optimum çalışma parametrelerini belirlemişlerdir [4]. Shen vd, Atık su kaynaklı ısı pompasının bir bileşeni olarak kullanılan geleneksel ve yeni tip kuru genleşme gövde boru tip iki ısı eşanjörünü deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Su ısıtma kapasitesi, performans katsayısı (COP), sıcak su sıcaklık ayarları, atık su deşarj oranı ve sıcak su deşarj oranı (sürekli veya aralıklı) dâhil olmak üzere çeşitli çalışma parametrelerini karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak, bu iki sistemin eşdeğer ısı transfer performansı sağladığını ve bu nedenle geleneksel tasarımın yerini alabileceğini tespit etmişlerdir [5]. Wanga vd, hava kaynaklı bir evaporatöre ve su-su kaynaklı bir ısı değiştiricisine entegre edilmiş geliştirilmiş çok fonksiyonlu bir ısı pompası (MFHP) geliştirmişlerdir ve sisteminin deneysel performansını analiz etmişlerdir. Su-su ısı eşanjörü, sıcak su çıkış sıcaklığı ve hava kaynaklı ve su kaynaklı buharlaştırıcıların soğutma kapasiteleri gibi sistemin bazı özelliklerini deneysel veriler ışığında incelemişlerdir. Deneysel sonuçlardan MFHP sisteminin eş zamanlı olarak banyo için sıcak su ve klima için soğuk hava sağlayabildiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca, ısıtma performansı katsayısının (COP_h) 3,69

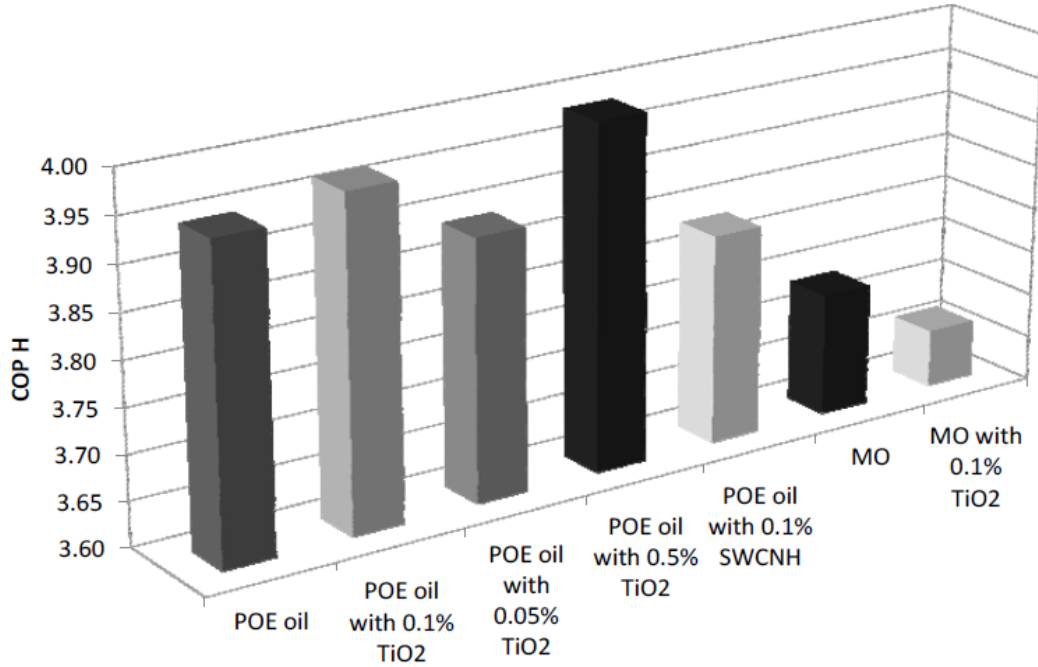
ile 5,70 aralığında değiştiğini tespit etmişlerdir. Geliştirilmiş MFHP sisteminin tatmin edici enerji tasarrufu performansına sahip olduğunu ortaya koymuşlardır[6]. Oh vd, bir dikey su arıtma sistemindeki bir ısı depolama tankı için su kaynaklı ısı pompasını TRNSYS ile dinamik olarak simule etmişlerdir. Isı pompasının tek ve iki olmak üzere iki farklı konfigürasyonunu binanın farklı bölgelerinde göz önüne alarak araştırmışlardır. Tek ısı pompalı sisteminin ortalama COP değerini ısıtma ve soğutma modu için sırasıyla 4,79 ve 3,76 olarak hesaplamışlardır. Isı depolama tankının boyutu 5 m³ ile 15 m³ arasında değiştirmiş ve en yüksek COP değerini 10 m³ hacminde bulmuştur. Isı pompasının elektrik tüketimi iklim koşulları ile önemli derecede etkilenmektedir. İki ısı pompalı sisteminin ortalama COP değerlerini soğutma ve ısıtma modu için sırasıyla 4,92 ve 3,68 olarak bulmuşlardır. Nisan ve Ekim ayları haricinde, iki ısı pompalı sistemin aylık ortalama COP değerinin, tek ısı pompalı sistemin COP değerinden daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir[7]. Hepbaşlı vd, atık su kaynaklı ısı pompası sistemler hakkında literatür araştırması yapmışlardır. Önceki çalışmalarda COP değerlerinin, ısıtma modu için 1,77 ile 10,63 arasında ve soğutma modu için 2,23 ile 5,35 arasında değiştiğini belirlemişlerdir. Performans değerlendirmelerini enerji analiz metotları kullanarak yaparken, ekserji değerlendirmesini kapsamlı bir şekilde yapmamışlardır [8]. Shen vd, atık su kaynaklı ısı pompasında kullanılan bir evaporatörünün kirliliği ve temiz haldeki performansını deneysel ve sayısal olarak analiz etmişlerdir. Kirlilik faktörünü hesaplamışlar ve artan atık su debisi ve sıcaklık ile ısı transfer kapasitesinin doğru orantılı olarak arttığını ortaya koymuşlardır[9].

Isı pompalarında nano partikül kullanımının ısı performansına etkisi ile ilgili çalışmalar gün geçtikçe artmaktadır. Metaller, oksitler, karbürler veya karbon nanotüpler dâhil olmak üzere nano partiküllerin, iletim ve konveksiyon katsayılarını arttırabildikleri ve sonuç olarak ısı transferini arttırabileceği iyi bilinmektedir.

Li vd, çalışma akışkanı olarak R22 gazı ve karışım miktarı olarak ağırlıkça %5 TiO₂'nin R22 ile karıştırılmasıyla elde edilen R22+TiO₂ kullanan ısı pompalarının enerji performansını deneysel olarak araştırmışlar ve karşılaştırmışlardır. Deneden alınan sonuçlara göre, nanopartikül TiO₂'nin eklenmesinin evaporatör de çekilen ısıyı değiştirmedeği ancak kondenserden atılan ısıyı arttırdığı gözlemlenmiştir. Sonuç olarak R22+TiO₂ nano akışkan kullanıldığında, soğutma çevriminin COP değerinin çok az

miktarda azaldığını, ancak ısıtma çevriminin COP değerinin önemli ölçüde arttığını gözlemlemişlerdir[10]. Bi vd, çalışma akışkanı olarak R600 gazı ve karışım miktarı olarak 0,1 g/lit ve 0,5 g/lit TiO₂'nin R600 gazı ile karıştırılmasıyla elde edilen R600+TiO₂ kullanan ev tipi buzdolabının enerji tüketimi, soğutma kapasitesi ve enerji performanslarını deneysel olarak araştırmışlar ve karşılaştırmışlardır. Sonuçlar göstermiştir ki; TiO₂ -R600a nano soğutucuların normal ve güvenli bir şekilde buzdolabında çalışmaktadır. Buzdolabının,0,1 g/lit TiO₂-R600a ve 0,5 g/lit TiO₂ -R600a nano-soğutucu kullanıldığı zaman saf R600a kullanan sistemden sırasıyla %5,94 ve %9,6 daha az enerji kullandığını ve daha hızlı soğutma yaptığını tespit etmişlerdir. Böylece, TiO₂ nanopartikülünün buzdolabının performansını arttırdığını ve TiO₂ -R600a nano-soğutucu kullanılması mümkün olduğunu ifade etmişlerdir[11].Sabareesh, kompresöründe mineral yağ ve çalışma akışkanı olarak R12 kullanan buhar sıkıştırımalı bir soğutma sisteminde mineral yağa ilave edilen hacimsel olarak % 0,01 gibi düşük konsantrasyonlu TiO₂ nanopartiküllerinin, yağ viskozitesi, yağlanma karakteristiklerine ve sistemin toplam soğutma etkinliğine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Mineral yağ kullanıldığında sistem performansının 1,2-1,23 aralığında değiştiğini, mineral yağ+TiO₂ kullanıldığında sistem performansının 1,42-1,43 aralığında değiştiğini ve nanopartiküllerin soğutma sisteminin soğutma etkinlik katsayısını yaklaşık %12 artırdığını gözlemlemişlerdir[12]. Xing vd, çalışma akışkanı olarak R600-a kullanan bir ev tipi buzdolabının kompresöründe mineral yağ ve 1 g/lit, 2g/lit ve 3g/lit mineral yağa atılanC₆₀ nano yağlı karışımın enerji performansına etkisini deneysel olarak test etmişlerdir. Sonuçlar göstermiştir ki nanoyağ ilavesiyle buzdolabı kompresörünün güç tüketimi %4,52 ile %4,58 arasında azalırken, enerji performansı değeri %5,3 ile %5,6 arasında artmıştır [13]. Abbas vd. çalışma akışkanı olarak R134a gazı kullanan bir soğutma sisteminde polyester yağına (POE) ağırlıkça % 0,01-0,1 karbon nano tüp (CNT) ilavesinin performansa etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Optimum ısı transferi ve enerji performansı artışını %0,1 derişimde bulmuşlar ve performansın %4,2 arttığını gözlemlemişlerdir [14]. Fedele vd. çalışma akışkanı olarak R134a gazı kullanan bir soğutma sisteminin kompresöründe saf POE, ağırlıkça %0,1 TiO₂ ilave edilen POE+TiO₂,ağırlıkça %0,05 TiO₂ ilave edilen POE+ TiO₂, ağırlıkça %0,5 TiO₂ ilave edilen POE+ TiO₂, ağırlıkça %0,1 tek duvarlı karbon nano boynuzları (SWCHN) ilave edilen POE+SWCHN, saf mineral yağı (MO) ve ağırlıkça %0,1 TiO₂ ilave edilen MO + TiO₂

nano karışımlarının ısıtma ve soğutma performansına etkisini 3 deney ile test etmişlerdir. Bulunan sonuçlar ısıtma modu için Şekil 2.1’de verilmiştir [15].



Şekil 2.1. Isıtma modu için hesaplanan COP değerleri [15]

Şekil 2.1 den görüldüğü gibi en yüksek enerji performansı yaklaşık 3,98 olarak POE+%0,5 TiO₂ den elde edilirken en düşük enerji performansı yaklaşık 3,52 MO+%0,1 TiO₂ karışımında elde edilmiştir. Kumar ve Elansezhian, çalışma akışkanı olarak R134a gazı ve kompresöründe yağ olarak Polialkilen (PAG) kullanan buhar soğutmalı bir soğutma çevriminde, kompresör yağına hacimsel olarak %0,2 derişimde Al₂O₃ ilavesinin sistem performansına etkisini deneysel olarak araştırmıştır. PAG+Al₂O₃ yağlı sistemin saf PAG kullanan sisteme göre %10,2 daha iyi performans gösterdiğini ifade etmiştir [16]. Subramani ve Prakash, çalışma akışkanı olarak R134a kullanan bir soğutma sisteminin kompresöründe saf POE yağı, SUNISO 3GS yağ (mineral yağ) ve mineral yağa ağırlıkça %0,06 ilave edilen alüminyum nano partiküllü SUNISO 3GS+Al₂O₃ yağın kullanılması durumunda soğutma modundaki enerji performansını deneysel olarak araştırmışlardır. Güç tüketimlerini POE, SUNISO 3GS ve SUNISO 3GS+Al₂O₃ için sırasıyla 0,625 kW, 0,511 kW ve 0,469 kW olarak ölçerken, soğutma enerji performans katsayısını sırasıyla 1,34, 1,6 ve 1,78 olarak hesaplamışlardır. Sonuç olarak, nano yağ kullanımı ile enerji tüketiminin

%25 azaldığını, sistem performansının % 33 arttığını ve soğutma kapasitesinin daha yüksek olduğunu ortaya koymuşlardır [17]. Reji vd, çalışma akışkanı olarak R600a gazı kullanan bir soğutma sisteminin kompresöründe POE yağı, mineral yağı ve ağırlıkça % 0,06 Al₂O₃ ilave edilen POE+Al₂O₃ nano yağ karışımının soğutma kapasitesi, kompresör güç tüketimi ve soğutma enerji performans katsayısına etkisini deneysel olarak araştırmışlar ve karşılaştırmışlardır. Güç tüketimlerini POE, mineral yağ ve mineral yağ+Al₂O₃ için sırasıyla 0,635 kWh, 0,614 kWh ve 0,572 kWh olarak ölçerken, soğutma enerji performans katsayısını sırasıyla yaklaşık olarak 2,7, 3 ve 3,22 olarak hesaplamışlardır. Sonuç olarak, nano yağ kullanımı ile enerji tüketiminin %11,5 azaldığını, sistem performansının % 19,6 arttığını ve soğutma kapasitesinin daha yüksek olduğunu ortaya koymuşlardır[18]. Haque vd, çalışma akışkanı olarak R134a gazı kullanan ev tipi bir buzdolabında kompresörde kullanılan POE yağına hacimsel olarak %0,05 ve %0,1 derişimlerinde Al₂O₃ ve TiO₂ ilavesinin soğutma performans katsayısına etkisini deneysel olarak araştırmış ve karşılaştırmıştır. Sonuçlar karşılaştırıldığında %0,05 ve %0,1 Al₂O₃ nanopartikül ilavesinin sistem soğutma performans katsayısını sırasıyla %29 ve % 22 arttırdığını hesaplamıştır. Benzer şekilde, %0,05 TiO₂ ve %0,1 TiO₂ sırasıyla nanopartikül ilavesinin sistem soğutma performans katsayısını sırasıyla %5 ve %21 arttırdığını hesaplamıştır [19].

Literatürde yapılan çalışmaların özeti Çizelge2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2. 1. Literatür özeti

Yazar	Akışkan	Nano partikül	Enerji Analizi	Ekserji Analizi	Isıtma/ Soğutma Modu	Sonuçlar
Hepbaşlı ve Balta 2007	R-134a	-	✓	✓	Isıtma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Maksimum enerji performansı değeri, 50 °C yoğuşma sıcaklığında 2,4, ➤ Maksimum ekserji verimi, 0 °C ölü hal sıcaklığında %63,29 olarak elde edilmiştir
Coşkun vd. 2012	R-134a	-	✓	-	Isıtma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Sistem için optimum kompresör hızını 33,5 Hz, atık su sıcaklığını 52 °C, atık su debisini 90 L/h ve deneysel maksimum COP 6,375, Taguchi metoduyla 6,532, ➤ Isı pompası için optimum kompresör hızını 22,5 Hz, atık su sıcaklığını 52 °C, atık su debisini 90 L/h, deneysel maksimum COP 9,189, Taguchi metoduyla 9,108 olarak hesaplamışlardır.
Shen vd. 2012	R-134a	-	✓	-	Isıtma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Yeni tip sistemin ısı transfer katsayısını geleneksel sistemden 3,1 kat daha yüksek olduğunu ve hacminin geleneksel sisteme göre %8,29 olduğunu ortaya koymuşlardır.
Wanga vd. 2013	R22	-	✓	-	Isıtma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Isıtma performans katsayısının 3,69-5,70 aralığında değiştiğini hesaplamışlardır. ➤ Geliştirilmiş MFHP sisteminin tatmin edici enerji tasarrufu performansına sahip olduğunu ortaya koymuşlardır.
Oh vd. 2014	-	-	-	-	Isıtma - Soğutma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Tek ısı pompalı sisteminin ortalama COP değerini ısıtma ve soğutma modu için sırasıyla 4,79 ve 3,76 olarak hesaplamışlardır. ➤ En yüksek COP değerini 10 m³ hacminde elde etmişlerdir. ➤ İki ısı pompalı sisteminin ortalama COP değerlerini soğutma ve ısıtma modu için sırasıyla 4,92 ve 3,68 olarak hesaplamışlardır. ➤ Nisan ve Ekim ayları haricinde, iki ısı pompalı sistemin aylık ortalama COP değerinin, tek ısı pompalı sistemin COP değerinden daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir.
Hepbaşlı vd. 2014	-	-	✓	-	Isıtma - Soğutma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Su kaynaklı ısı pompaları için detaylı literatür araştırması yapmışlardır. ➤ Önceki çalışmalarda COP değerlerinin ısıtma modu için 1,77 ile 10,63, soğutma modu için 2,23 ile 5,35 arasında değiştiğini belirlemişlerdir. ➤ Performans değerlendirmelerinin çoğunlukla enerji analizi kullanılarak yapıldığını, ekserji analizi değerlendirmelerinin çok az ve kapsamlı bir şekilde yapılmadığını ortaya koymuşlardır.

Shen vd. 2014	R-134a	-	✓	-	-	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Temizlemeden önce kirlilik faktörünü $5,28 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$, temizledikten sonra $0,13 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ kabul etmişlerdir. ➤ Artan atık su debisi ve sıcaklık ile ısı transfer kapasitesinin doğru orantılı olarak arttığını ortaya koymuşlardır. ➤ Maksimum ısı transfer katsayısını 15,5 kW olarak hesaplamışlardır. ➤ Kirlilik faktörünün $2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{K/W}$ değerinden düşük olması durumunda ısı değişimini çok az etkilediği, büyük olması durumunda önemli derecede etkilediğini ortaya koymuşlardır.
Li vd. 2015	R22 ve R22+TiO ₂ nanoakışkan karışımı	Ağırlıkça %5 TiO ₂	✓	-	Isıtma - Soğutma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ R22 çalışma akışkanı ile çalışan su kaynaklı ısı pompasının COP değerini, ağırlıkça %5 TiO₂ ilave ettiği R22+TiO₂ nano akışkanlı sistem ile karşılaştırmışlardır. ➤ TiO₂'nin eklenmesinin evaporatör de çekilen ısıyı değiştirmedini ancak kondenserdan atılan ısıyı arttırdığını gözlemlemişlerdir. ➤ Soğutma çevriminin COP değerinin çok az miktarda azaldığını, fakat ısıtma çevrimin de maksimum %80 arttığını ortaya koymuşlardır.
Bi vd. 2011	R600 ve R600+TiO ₂ nanoakışkan karışımı	0,1 g/lit TiO ₂ Ve 0,5 g/lit TiO ₂	✓	-	Soğutma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ %0,1 g/lit TiO₂ -R600a nano-soğutucu kullanan sistemin saf R600a kullanan sistemden % 5,94 daha az enerji tükettiğini ➤ 0,5 g/lit TiO₂ -R600a nano-soğutucu kullanan sistemin saf R600a kullanan sistemden % 9,6 daha az enerji kullandığını ➤ TiO₂-R600a nano-soğutucu kullanan sistemin daha hızlı soğutma yaptığını ➤ TiO₂ nanopartikülünün buzdolabının performansını arttırdığını tespit etmişlerdir.
Sabareesh vd. 2012	R12	Hacimsel % 0,01 TiO ₂ (MO+TiO ₂)	✓	-	Soğutma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Kompresöründe kullanılan mineral yağa ilave edilen hacimsel olarak % 0,01 TiO₂ nanopartiküllerinin toplam soğutma etkinliğine etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. ➤ Mineral yağ kullanıldığında sistem performansının 1,2-1,23 aralığında değiştiğini, mineral yağ+TiO₂ kullanıldığında sistem performansının 1,42-1,43 aralığında değiştiğini ➤ Nanopartiküllerin soğutma sisteminin soğutma etkinlik katsayısını yaklaşık %12 arttırdığını gözlemlemişlerdir.

Xing vd. 2014	R600a	1 g/lit C ₆₀ 2g/lit C ₆₀ 3g/lit C ₆₀ (MO+ C ₆₀)	✓	-	Soğutma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Ev tipi buzdolabının kompresöründe mineral yağ ve 1 g/lit, 2g/lit ve 3g/lit mineral yağa atılan C₆₀ nano yağlı karışımın soğutma performansına etkisini deneysel olarak test etmişlerdir. ➤ Nanopartikül buzdolabı kompresörünün güç tüketimi %4,52-%4,58 azaltırken, soğutma performansını %5,3-%5,6 arasında artırmıştır.
Abbas vd. 2013	R134a	Ağırlıkça % 0,01-0,1 CNT (POE+CNT)	✓	-	Soğutma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Soğutma sisteminde polyester yağına (POE) ağırlıkça % 0,01-0,1 karbon nano tüp (CNT) ilavesinin performansa etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. ➤ Optimum ısı transferi ve enerji performansı artışını %0,1 derişimde bulmuşlar ve performansın %4,2 arttığını gözlemlemişlerdir.
Fedele vd. 2014	R134a	Ağırlıkça %0,1, %0,05, %0,5 TiO ₂ , Ağırlıkça %0,1 SWCHN (POE+TiO ₂) (POE+SWCH) (MO + TiO ₂)			Isıtma - Soğutma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Soğutma sisteminin kompresöründe saf POE, ağırlıkça %0,1, %0,05 ve %0,5TiO₂ ilave edilen POE+ TiO₂, ağırlıkça %0,1 tek duvarlı karbon nano boynuzları (SWCHN) ilave edilen POE+SWCHN, saf mineral yağı (MO) ve ağırlıkça %0,1 TiO₂ ilave edilen MO + TiO₂ nano karışımlarının ısıtma ve soğutma performansına etkisini 3 deney ile test etmişlerdir. ➤ Isıtma modu için en yüksek COP değerini 4,85 olarak POE+%0,1 TiO₂ den elde edilirken en düşük ısıtma performansını yaklaşık 3,52 olarak MO+%0,1 TiO₂ karışımında elde edilmiştir. ➤ Soğutma modu için en yüksek COP değerini 4,07 olarak saf POE yağında elde edilirken en düşük soğutma performansını 2,78 olarak MO+%0,1 TiO₂ karışımında elde edilmiştir. ➤ Elde edilen sonuçlar mevcut bilimsel literatür ile çeliştiğini ve mineral yağ kullanımının COP değerini azalttığını ifade etmiştir. ➤ Nanopartikül kullanımının ısıtma ve soğutma performansında iyileştirme yapmadığını ortaya koymuştur.
Kumar ve Elansezhian	R134a	Hacimsel %0,2 Al ₂ O ₃ (PAG+ Al ₂ O ₃)			Soğutma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Kompresöründe yağ olarak polialkilen (PAG) kullanan buhar soğutmalı bir soğutma çevriminde, kompresör yağına hacimsel olarak %0,2 derişimde Al₂O₃ ilavesinin sistem performansına etkisini deneysel olarak araştırmıştır. ➤ PAG+Al₂O₃ yağlı sistemin saf PAG kullanan sisteme göre %10,2 daha iyi performans gösterdiğini ifade etmiştir.

Subramani ve Prakash 2011	R134a	Ağırlıkça %0,06 Al ₂ O ₃ (MO+ Al ₂ O ₃)	✓	-	Soğutma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Bir soğutma sisteminin kompresöründe saf POE yağı, SUNISO 3GS yağ (mineral yağ) ve mineral yağa ağırlıkça %0,06 ilave edilen alüminyum nano partiküllü MO+Al₂O₃ yağın soğutma modundaki enerji performansını deneysel olarak araştırmışlardır. ➤ Güç tüketimlerini POE, SUNISO 3GS ve SUNISO 3GS+Al₂O₃ için sırasıyla 0,625 kW, 0,511 kW ve 0,469 kW olarak ölçülmüştür. ➤ Soğutma enerji performans katsayısını POE, SUNISO 3GS ve MO+Al₂O₃ için sırasıyla 1,34, 1,6 ve 1,78 olarak hesaplamışlardır. ➤ Nanopartikül kullanımı ile enerji tüketiminin %25 azaldığını, sistem performansının %33 arttığını ve soğutma kapasitesinin daha yüksek olduğunu ortaya koymuşlardır. ➤ Güç tüketiminde % 25 azalma olduğunu ortaya koymuşlardır.
Reji vd. 2013	R600a	Ağırlıkça % 0,06 Al ₂ O ₃	✓		Soğutma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Bir soğutma sisteminin kompresöründe POE yağı, mineral yağı ve ağırlıkça % 0,06 Al₂O₃ ilave edilen POE+Al₂O₃ nano yağ karışımının soğutma kapasitesi, kompresör güç tüketimi ve soğutma enerji performans katsayısına etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. ➤ Güç tüketimlerini POE, mineral yağ ve mineral yağ+Al₂O₃ için sırasıyla 0,635 kWh, 0,614 kWh ve 0,572 kWh olarak ölçülmüştür. ➤ Soğutma performans katsayısını POE, mineral yağ ve MO+Al₂O₃ için sırasıyla yaklaşık olarak 2,7, 3 ve 3,22 olarak hesaplamışlardır. ➤ Nanopartikül kullanımı ile enerji tüketiminin %11,5 azaldığını, sistem performansının % 19,6 arttığını ve soğutma kapasitesinin daha yüksek olduğunu ortaya koymuşlardır.
Haque vd	R134a	Hacimsel %0,05 ve %0,1 Al ₂ O ₃ ve TiO ₂ (POE+ Al ₂ O ₃) (POE+ TiO ₂)			Soğutma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Ev tipi bir buzdolabında kompresörde kullanılan POE yağına hacimsel olarak %0,05 ve %0,1 derişimlerinde Al₂O₃ ve TiO₂ ilavesinin soğutma performansına etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. ➤ %0,05 ve %0,1 Al₂O₃ nanopartikül ilavesinin sistem soğutma performans katsayısını sırasıyla %29 ve % 22 arttırdığını hesaplamışlardır. ➤ %0,05 TiO₂ ve %0,1 TiO₂ sırasıyla nanopartikül ilavesinin sistem soğutma performans katsayısını sırasıyla %5 ve % 21 arttırdığını hesaplamışlardır.

Mevcut çalışma	R-134a	Ağırlıkça % 1 Al ₂ O ₃ (POE+ Al ₂ O ₃)	✓	✓	Isıtma	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Bir su kaynaklı ısı pompası sisteminin kompresöründe kullanılan 286 gr POE yağına ağırlıkça % 1 olarak ilave edilen Al₂O₃ nanopartikülünün sırasıyla 10 °C, 11°C ve 12°C kaynak sıcaklıklarında kompresör güç tüketimine, enerji performans katsayısına ve ekserji performans katsayısına etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. ➤ Güç tüketimleri 10 °C kaynak sıcaklığında POE ve POE+Al₂O₃ için sırasıyla 0,359 kWh ve 0,370 kWh olarak ölçülmüştür. 11 °C kaynak sıcaklığında POE ve POE+Al₂O₃ için sırasıyla 0,363 kWh ve 0,370 kWh olarak ölçülmüştür. 12 °C kaynak sıcaklığında POE ve POE+Al₂O₃ için sırasıyla 0,370 kWh ve 0,376 kWh olarak ölçülmüştür. ➤ Enerji performans katsayısı tüm sistem için 10 °C kaynak sıcaklığında POE ve POE+Al₂O₃ için sırasıyla 2,636 ve 2,342 olarak hesaplanmıştır. 11 °C kaynak sıcaklığında POE ve POE+Al₂O₃ için sırasıyla 2,904 ve 2,363 olarak hesaplanmıştır. 12 °C kaynak sıcaklığında POE ve POE+Al₂O₃ için sırasıyla 2,930 ve 2,544 olarak hesaplanmıştır. ➤ Ekserji performans katsayısı tüm sistem için 10 °C kaynak sıcaklığında POE ve POE+Al₂O₃ için sırasıyla 0,045 ve 0,040 olarak hesaplanmıştır. 11 °C kaynak sıcaklığında POE ve POE+Al₂O₃ için sırasıyla 0,050 ve 0,040 olarak hesaplanmıştır. 12 °C kaynak sıcaklığında POE ve POE+Al₂O₃ için sırasıyla 0,050 ve 0,043 olarak hesaplanmıştır.
----------------	--------	---	---	---	--------	--

Çizelge 2.1’de görüldüğü gibi soğutma çevrimlerinin kompresöründe kullanılan yağın içerisine atılan farklı nano partiküllerin enerji performansı üzerine birçok çalışma mevcuttur. Al₂O₃ nanopartikülünün soğutma etkinlik katsayısı ve enerji performansına etkisi yoğun olarak çalışılırken ısıtma performansı ve ekserji performansı üzerine etkilerini içeren çalışmaya rastlanılmamıştır.

Bu çalışmada, su kaynaklı bir ısı pompasında kaynak sıcaklığının ve kompresörde kullanılan polyster sentetik yağ (POE) içerisine atılan ağırlıkça % 1 Al₂O₃ nanopartikülün ısıtma enerji performansı ve ekserji performansı üzerine etkisi deneysel olarak araştırılmıştır.



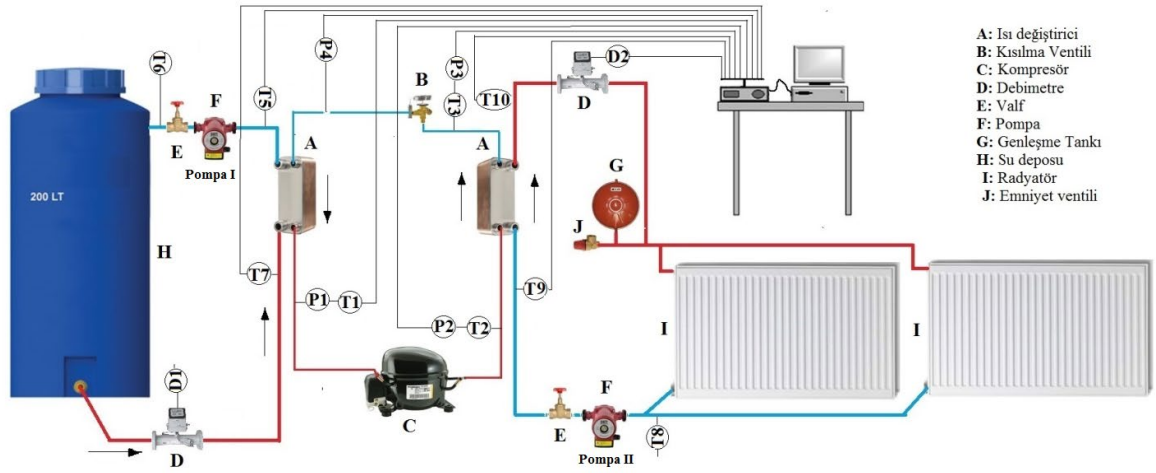
3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

3.1. Su Kaynaklı Isı Pompası Tasarımı

Mahal ısıtma amaçlı olarak tasarlanan su kaynaklı ısı pompasının genel görünüşü Resim 3.1'de, sisteminin şematik görünüşü Şekil 3.1'de verilmiştir. Sistem genel olarak, su kaynağı devresi, R-134a gazı kullanılan soğutucu akışkan devresi ve radyatör su devresi olmak üzere 3 ayrı devreden oluşmaktadır.



Resim 3. 1. Mahal ısıtma amaçlı olarak tasarlanan su kaynaklı ısı pompasının genel görünüşü



Şekil 3. 1. Isı pompası sisteminin şematik görünüşü

Şekil 3.1’de su kaynaklı ısı pompasında ki ölçüm noktaları gösterilmiştir. Deneyle, doğruluğunu kanıtlamak amacıyla 10 defa tekrarlanmıştır. Sistem, evaporatör ve kondenser olarak kullanılan 2 adet plakalı ısı değiştirici, 1 adet genişleme valfi, 1 adet hermetik kompresör, kaynaktan gelen ve radyatöre giden su debisini ölçmek için kullanılan 2 adet debimetre, debileri ayarlamak için 2 adet valf, su devresinde suyun sirkülasyonunu sağlamak için 2 adet sirkülasyon pompası, 1 adet ısınan sıcak su hacminin artması ile oluşan fazla suyun sistemde bulunan boru ve mekanik parçalara yüksek basınçtan dolayı zarar vermemesi için 1 adet genişleme tankı, 1 adet 200 lt hacminde kaynak suyunun bulunduğu su deposu, 2 adet ortamı ısıtma amaçlı radyatör ve 1 adet emniyet ventilinden oluşmaktadır. Gaz devresinde R-134a gazının basıncı 4 adet basınç sensörü ile sıcaklığı ise 3 adet Pt-100 tipi sıcaklık sensörü ile ölçülmüştür ve tüm ölçümler kayıt edilmiştir. Gaz devresinde kompresör giriş/evaporatör çıkış basıncı ve sıcaklığı (P_1, T_1), kompresör çıkış/kondenser giriş basıncı ve sıcaklığı (P_2, T_2), kondenser çıkış/kısılma vanası giriş basıncı ve sıcaklığı (P_3, T_3) ve evaporatör giriş basıncı (P_4) ölçülmüştür. Su kaynağı devresinde depoya giren suyun pompa öncesi kütleli debisi (D_1) ve evaporatörden çıkan su sıcaklığı (T_5), depodan çıkan suyun yani kaynak suyunun sıcaklığı (T_7) ve pompanın elektrik gücü ölçülmüş olup pompadan çıkan su sıcaklığı (T_6) hesaplanmıştır. Radyatör devresinde, radyatörden çıkıp pompa ile kondensere gönderilen su sıcaklığı (T_9) sıcaklığı, radyatöre giren su/kondensere çıkan su sıcaklığı (T_{10}), radyatör devresinde dolaşan suyun kütleli debisi (D_2), radyatör devresindeki sirkülasyon pompasının elektrik gücü ölçülmüş olup pompa öncesi su sıcaklığı (T_8) hesaplanmıştır.

Deneyde kullanılan cihazlar basınç sensörü, sıcaklık sensörü, debimetre, elektrik sayacı ve veri okuyucu (datalogger) dur. Cihazların teknik özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3. 1. Deney cihazlarının teknik özellikleri

Ölçüm Aleti	Ölçüm Aralığı	Hassasiyet
Basınç sensörü	0-20 Bar	$\pm 0,025$ (% 2,5)
Sıcaklık sensörü	-50 / +450 °C	$\pm \% 0,5$
Debimetre	0-40 l/dk	$\pm 0,2$
Elektrik sayacı	Frekans 50 Hz, Çalışma gerilimi 230 V	Frekans ± 5 , Çalışma gerilimi $\pm 0,2$
Datalogger	2,5 – 100 ölçüm/sn.	

3.2. Nanopartiküllü Yağın Hazırlanması

Bu çalışmada, ısı pompası sisteminin kompresöründe kullanılan 286 gr POE yağına ağırlıkça % 1 Al₂O₃ nanopartikülü ilave edilmiştir. Bu tez kapsamında kullanılan POE yağının ve Al₂O₃ nanopartikülünün teknik özellikleri sırasıyla Çizelge 3.2 ve 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3. 2. POE yağının teknik özellikleri

Viskozite, ASTM D 445	Değer
@ 40°C, m ² /s	0.0000342 m ² /s
@ 100°C, m ² /s	0.0000058 m ² /s
Akma Noktası, °C, ASTM D 97	-48 °C
Parlama Noktası, °C, ASTM D 92	236 °C
Özgül Ağırlık @ 15°C, kg/l, ASTM D 1298	980 kg/m ³

Çizelge 3. 3. Al₂O₃ nano partikülünün teknik özellikleri

Safılık %	% 99					
Renk	Beyaz					
Ortalama partikül boyutu	20nm					
Özgül yüzey alanı	140 m ² /g					
Özgül ısı	890 J/kg.K					
Yoğunluk	3900 kg/m ³					
Biçim	Küresele yakın					
Bileşik Analizi	Ca	Fe	Cr	Na	Mn	Co
	<25 ppm	<80 ppm	<4 ppm	<70 ppm	<3 ppm	<2 ppm

Resim 3.2-a'da görülen POE yağına ağırlıkça % 1 Al₂O₃ nanopartikülü ilave edilmiş ve manyetik karıştırıcıda 0,5 Hz değerinde 24 saat süreyle karıştırılmıştır (Resim 3.3-b)



a-) Saf POE yağı

b-) POE+Al₂O₃ nano karışımı

Resim 3.2. Kompresörde kullanılan yağ tipleri

4. TERMODİNAMİK ANALİZ

Mahal ısıtma amaçlı tasarlanan ısı pompasının analizinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Hesaplamalar kararlı akış koşulları altında yapılmıştır,
- Kinetik ve potansiyel enerji ve ekserji ihmal edilmiştir,
- Ölü hal koşulları olarak $T_o=298$ K ve $P_o= 1$ atm alınmıştır.

4.1. Termodinamiğin 1. Yasa (Enerji) Analizi

Sürekli akışlı sistemlerde kütle denklemi:

$$\sum \dot{m}_{giriş} = \sum \dot{m}_{çıkış} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{giriş} + \dot{W}_{giriş} + \sum \dot{m}_{giriş} h_{giriş} = \dot{Q}_{çıkış} + \dot{W}_{çıkış} + \sum \dot{m}_{çıkış} h_{çıkış} \quad (2)$$

Termodinamiğin birinci yarası için, ısı kayıpları, kazançlar ve kapasiteler dâhil kütle ve enerji denge denklemleri aşağıda gösterilmiştir.

4.1.1. Kompresör

Isı pompası ünitesinin gaz devresinde ki kompresör, R-134a gazını 1 noktasından 2 noktası olan kondenser basıncına sıkıştırmaktadır ve bu esnada iş tüketmektedir. Kompresör için kütle ve enerji dengesi sırası ile Eş. (3) ve (4)'de verilmiştir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (3)$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r(h_{2,a} - h_1) \quad (4)$$

Eş. (3)'de \dot{m} kütleli debiyi (kg s^{-1}), Eş. (4)'de h özgül entalpiyi ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$), alt indis 1 ve 2 sırası ile giriş ve çıkış, alt indis r soğutucu akışkan R-134a gazını ifade etmektedir.

4.1.2. Kondenser

Gaz devresinde, kompresör vasıtasıyla sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halinde kondensere girmekte ve kondenserden sıkıştırılmış sıvı olarak çıkmaktadır. Ayrıca, radyatör devresinde suya soğutucu akışkan tarafından ısı transfer edilmektedir. Kondenser için kütle ve enerji dengeleri;

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r \quad (5)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{w,cs} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{kond,gaz} = \dot{m}_r(h_{2,a} - h_3) \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{kond,w,cs} = \dot{m}_{w,cs}(h_{10} - h_9) \quad (8)$$

Eş. (8)'de alt indis w,cs kondenser kısmındaki suyu ifade etmektedir.

4.1.3. Genleşme (Kısma) Valfi

3 noktasında sıkıştırılmış sıvı halinde bulunan soğutucu akışkan genleşme valfinde buharlaştırıcı basıncına kısılır. Genleşme valfi için kütle ve enerji dengeleri;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (9)$$

$$h_3 = h_4 \quad (10)$$

4.1.4. Evaporatör

Evaporatör ünitesinde düşük basınçta bulunup ısı kaynağından ısıyı çekerek buharlaşır. Evaporatör de iki akışkan (gaz ve su) bulunduğu için kütle ve enerji dengeleri;

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r \quad (11)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{w,es} \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{\text{evap,gaz}} = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{\text{evap,su}} = \dot{m}_{w,es}(h_7 - h_5) \quad (14)$$

Eş. (14)'de alt indis *w,es* evaporatör kısmındaki suyu ifade etmektedir.

4.1.5. Su Devresi Sirkülasyon Pompası

Su devresinde bulunan sirkülasyon pompası için kütle ve enerji dengeleri;

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{w,es} \quad (15)$$

$$\dot{W}_{\text{pompa,I}} = \dot{m}_{w,es}(h_6 - h_5) \quad (16)$$

4.1.6. Rezervuar

Isı pompasında kaynak olarak kullanılan su deposu için kütle ve enerji dengeleri aşağıdaki gibi gösterilir:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{w,es} \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{rez} = \dot{m}_{w,es}(h_7 - h_6) \quad (18)$$

4.1.7. Radyatör

Ortamın ısıtılmasında kullanılan sulu radyatör için kütle ve enerji dengeleri;

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_8 = \dot{m}_{w,cs} \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{m}_{w,cs}(h_{10} - h_8) \quad (20)$$

4.1.8. Radyatör Devresi Sirkülasyon Pompası

Ortamın ısıtılmasında kullanılan radyatör devresindeki sirkülasyon pompası için kütle ve enerji dengeleri;

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{w,cs} \quad (21)$$

$$\dot{W}_{pompa,II} = \dot{m}_{w,cs}(h_9 - h_8) \quad (22)$$

4.1.9. Enerji Performansı (ECOP)

Sistemde kullanılan kondenser ve evaporatör için enerji verimi sırasıyla Eş. (23) ve (24) ile hesaplanabilir. Isı pompası ünitesi için enerji performans katsayısı ($ECOP_{hp}$) Eş. (25) ve tüm sistem için enerji performans katsayısı ($ECOP_{sis}$) Eş. (26) ile verilmiştir.

$$\eta_{kond} = \frac{\dot{Q}_{kond,w,cs}}{\dot{Q}_{kond,gaz}} = \frac{\dot{m}_{w,cs}(h_{10}-h_9)}{\dot{m}_r(h_{2,a}-h_3)} \quad (23)$$

$$\eta_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap,gaz}}{\dot{Q}_{evap,su}} = \frac{\dot{m}_r(h_1-h_4)}{\dot{m}_{w,es}(h_7-h_5)} \quad (24)$$

$$ECOP_{HP} = \frac{\dot{Q}_{kond}}{W_{komp}} \quad (25)$$

$$ECOP_{Sis} = \frac{\dot{Q}_{rad}}{W_{komp} + W_{pomp,I} + W_{pomp,II}} \quad (26)$$

4.2. Termodinamiğin 2. Yasa (Ekserji) Analizi

Dincer ve Rosen (2007) şöyle demektedir [20].

“Ekserji analizi, termodinamiğin birinci yasaının sınırlarını ele almaktadır. Ekserji kavramı, termodinamiğin hem birinci hem de ikinci yasasına dayanır. Ekserji, ölü hale bağlı olarak bir malzemenin veya bir enerji akışının maksimum iş potansiyeli miktarı olarak tanımlanır.”

Genel ekserji dengesi aşağıdaki şekilde yazılır.

$$E\dot{x}_{giriş} - E\dot{x}_{çıkış} = E\dot{x}_{yokolan} \quad (27.a)$$

veya

$$E\dot{x}_{ısı} - E\dot{x}_{iş} + E\dot{x}_{kütle giriş} - E\dot{x}_{kütle çıkış} = E\dot{x}_{yokolan} \quad (27.b)$$

Kullanılabilirlik aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\psi = \left[(h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \right] \quad (28)$$

Bir akışkan akışının ekserji değişimi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\Delta\psi = (\psi_{\text{çıkış}} - \psi_{\text{giriş}}) = \left[(h_{\text{çıkış}} - h_{\text{giriş}}) - T_0(s_{\text{çıkış}} - s_{\text{giriş}}) + \frac{V_{\text{çıkış}}^2 - V_{\text{giriş}}^2}{2} + g(z_{\text{çıkış}} - z_{\text{giriş}}) \right] \quad (29)$$

Isı pompası sistemlerindeki bileşenlerin girişi ve çıkışı arasındaki kot farkı ve çalışma akışkan hızları arasında bir değişim yoktur ($V_{\text{in}} \cong V_{\text{out}}$). Dolayısıyla, ısı pompası sistemlerinde kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilebilir.

Soğutucu akışkanın veya suyun akış ekserjisindeki değişim;

$$\Delta\psi = [(h_{\text{çıkış}} - h_{\text{giriş}}) - T_0(s_{\text{çıkış}} - s_{\text{giriş}})] \quad (30)$$

$$\dot{E}_x = \dot{m}\psi \quad (31)$$

Sistem devre elemanları için ekserji denklemleri aşağıda verilmiştir.

4.2.1. Kompresör

Kompresör için yok olan ekserji E_x (32)'de verilmiştir.

$$\dot{E}_{x_{\text{yokolan,komp}}} = \dot{m}_r(\psi_1 - \psi_{2,a}) + \dot{W}_{\text{komp}} \quad (32)$$

4.2.2. Kondenser

Kondenser için yok olan ekserji;

$$E\dot{x}_{yokolan,kond} = \dot{m}_r(\psi_{2,a} - \psi_3) - \dot{m}_{w,cs}(\psi_9 - \psi_{10}) \quad (33)$$

4.2.3. Genleşme (Kısma) Valfi

Genleşme valfi için yok olan ekserji;

$$E\dot{x}_{yokolan,exp} = \dot{m}_r(\psi_3 - \psi_4) \quad (34)$$

4.2.4. Evaporatör

Evaporatör için yok olan ekserji;

$$E\dot{x}_{yokolan,evap} = \dot{m}_r(\psi_4 - \psi_1) - \dot{m}_{w,es}(\psi_5 - \psi_7) \quad (35)$$

4.2.5. Su Devresi Sirkülasyon Pompası

Su devresinde bulunan sirkülasyon pompası için yok olan ekserji;

$$E\dot{x}_{yokolan,pompaI} = \dot{m}_{w,es}(\psi_5 - \psi_6) + \dot{W}_{pompa,I} \quad (36)$$

4.2.6. Rezervuar

Isı pompasında kaynak olarak kullanılan su deposu için yok olan ekserji;

$$E\dot{x}_{yokolan,rez} = \dot{m}_{w,es}(\psi_6 - \psi_7) - \dot{Q}_{rez} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{çevre}}}\right) \quad (37)$$

4.2.7. Radyatör

Ortamın ısıtılmasında kullanılan sulu radyatör için yok olan ekserji;

$$E\dot{x}_{yokolan,rad} = \dot{m}_{w,cs}(\psi_{10} - \psi_8) - \dot{Q}_{rad}\left(1 - \frac{T_0}{T_{oda}}\right) \quad (38)$$

4.2.8. Radyatör Devresi Sirkülasyon Pompası

Ortamın ısıtılmasında kullanılan radyatör devresindeki sirkülasyon pompası için yok olan ekserji;

$$E\dot{x}_{yokolan,pompa II} = \dot{m}_{w,cs}(\psi_9 - \psi_8) + \dot{W}_{pompa II} \quad (39)$$

4.2.9. Ekserji Performansı (EXCOP)

$$\varepsilon_{ex,kond} = \frac{\dot{Q}_{kond,w,cs}}{\dot{Q}_{kond,gaz}} = \frac{\dot{m}_{w,cs}(\psi_9 - \psi_{10})}{\dot{m}_r(\psi_2 - \psi_3)} \quad (40)$$

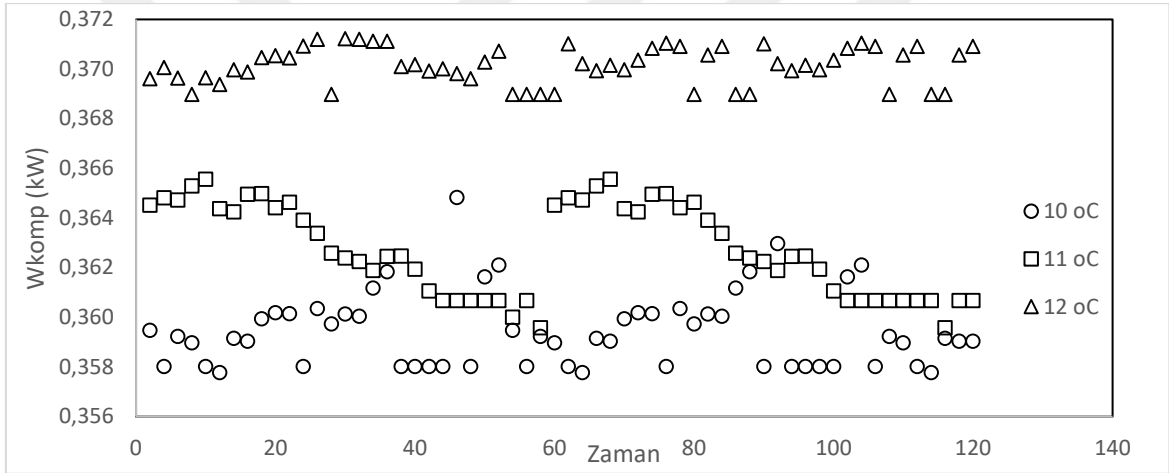
$$\varepsilon_{ex,evap} = \frac{\dot{E}_{x,out}}{\dot{E}_{x,in}} = \frac{(\dot{E}_{x1} + \dot{E}_{x5})}{(\dot{E}_{x4} + \dot{E}_{x7})} \quad (41)$$

$$EXCOP_{HP} = \frac{\dot{E}_{x,kond}}{\dot{E}_{x,giren}} = \frac{\dot{m}_R(\psi_2 - \psi_3)}{\dot{W}_{komp}} \quad (42)$$

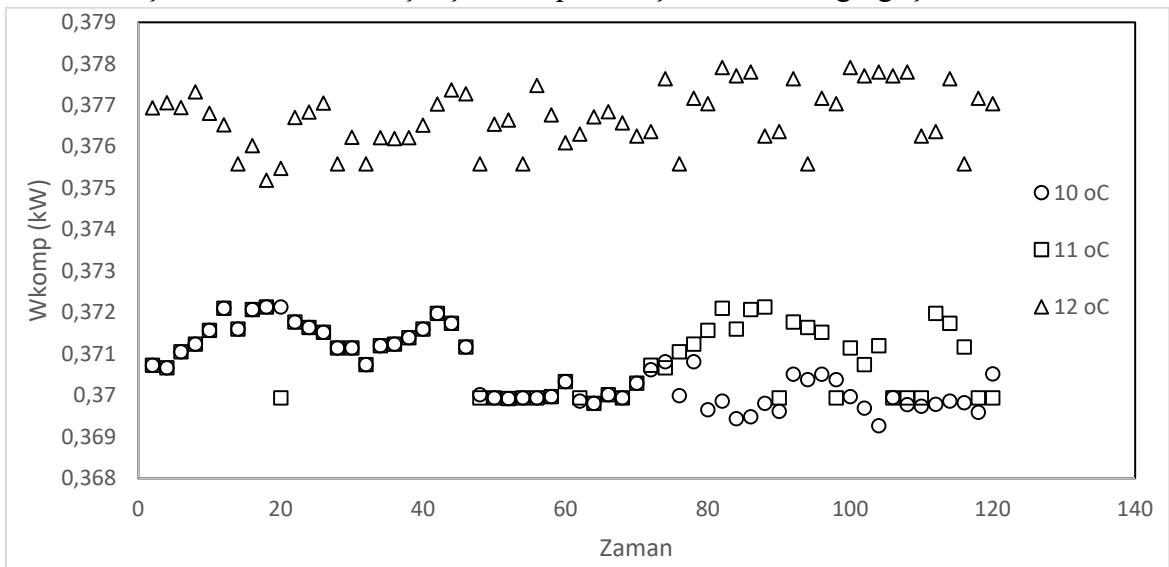
$$EXCOP_{sis} = \frac{\dot{Q}_{rad}\left(1 - \frac{T_0}{T_{oda}}\right)}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{pompa,I} + \dot{W}_{pompa,II}} \quad (43)$$

5. SONUÇLAR

Bu tez kapsamında, kompresöründe saf POE yağı ve POE+Al₂O₃ nano akışkanı kullanan su kaynaklı bir ısı pompasının enerji ve ekserji performansları deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Deneylerde, kompresör elektrik tüketimi ve sistem giriş, çıkış sıcaklık ve basınç değerleri ölçülmüştür. Şekil 5.1 ve 5.2 de nanosuz ve nano ilave edilen kompresör için zamana bağlı güç tüketim değerleri verilmiştir.

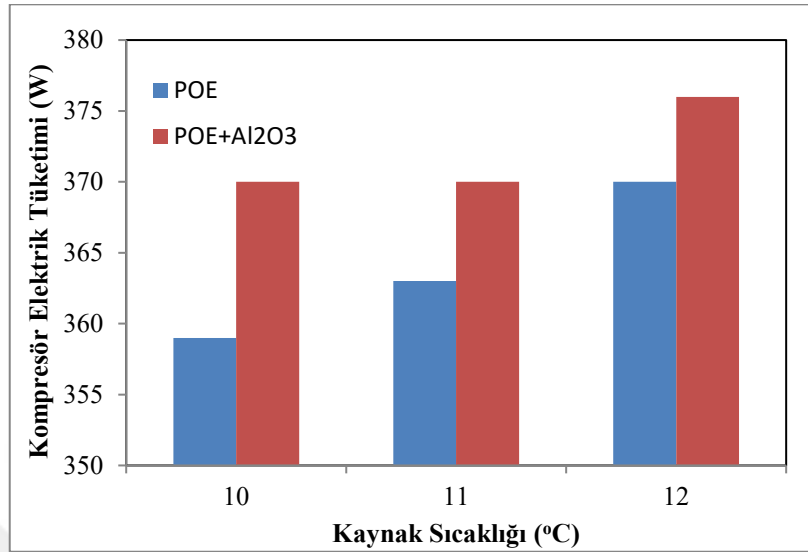


Şekil 5. 1. Nanosuz çalışan kompresör için zamana bağlı güç tüketimi



Şekil 5. 2. Nano ilave edilen kompresör için zamana bağlı güç tüketimi

Şekil 5.3’de saf POE ve POE+Al₂O₃’lü kompresörün ortalama elektrik tüketim değerleri verilmiştir.



Şekil 5. 3. POE ve POE+Al₂O₃ nano akışkanlı kompresör elektrik gücü tüketimi

Şekil 5.3’de görüldüğü gibi, kaynak sıcaklığı arttıkça her iki yağı kullanan sistemde elektrik tüketimi artmaktadır. Benzer şekilde, POE+Al₂O₃ nano akışkanlı kompresörün tükettiği elektrik gücü saf POE yağı kullanan kompresörün tükettiği değere göre daha yüksektir.

Çizelge 5.1’de kaynak sıcaklığı ve POE yağı ve POE+Al₂O₃ karışımı için ölçüm ve hesaplama sonuçları verilmiştir. Akışkanların termodinamik özellikleri REFPROP 9.0 ile belirlenmiştir.

Çizelge 5.1. Deneylemlerden elde edilen ortalama ölçüm sonuçları

Ölçülen Parametreler	Faz	Kaynak Sıcaklığı (10 °C)		Kaynak Sıcaklığı (11 °C)		Kaynak Sıcaklığı (12 °C)	
		POE	POE + Al ₂ O ₃	POE	POE + Al ₂ O ₃	POE	POE + Al ₂ O ₃
T ₁ (°C)	Kızgın buhar	4,58	5,36	6,14	6,41	7,2	7,38
P ₁ (bar)		1,03	1,3	1,16	1,33	1,29	1,37
T ₂ (°C)	Kızgın buhar	74,76	79,22	74,79	80,02	75	80,54
P ₂ (bar)		7,65	8,73	7,85	8,69	8,37	8,69
T ₃ (°C)	Sıkışmış sıvı	27,26	31,38	29,3	30,69	29,72	30,62
P ₃ (bar)		7,44	8,62	7,63	8,47	8,14	8,46
P ₄ (bar)	Sıvı buhar	0,8	1,11	0,94	1,14	1,08	1,17
*T ₄ (°C)	karışımı	-31,115	-24,061	-27,701	-23,465	-24,670	-22,881
*X ₄		0,356	0,349	0,353	0,341	0,341	0,338
T ₅ (°C)	Sıkışmış sıvı	7,97	8,63	9,77	9,66	10,61	10,65
*T ₆	Sıkışmış sıvı	7,98	8,67	9,81	9,66	10,65	10,69
T ₇ (°C)	Sıkışmış sıvı	10,01	10,01	11,05	11	12,01	12
*T ₈	Sıkışmış sıvı	31,74	36,09	32,5	35,33	34,37	35,27
T ₉ (°C)	Sıkışmış sıvı	31,8	36,15	32,56	35,39	34,43	35,33
T ₁₀ (°C)	Sıkışmış sıvı	32,87	37,14	33,76	36,34	35,66	36,43
T _{oda} (°C)		17	17	17	17	17	17
T _{çevre} (°C)		15	15	15	15	15	15
$\dot{m}_{w,es}$ (kg/s)		0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
$\dot{m}_{w,cs}$ (kg/s)		0,258	0,258	0,258	0,258	0,258	0,258
\dot{W}_{komp} (kW)		0,359	0,370	0,363	0,370	0,370	0,376
$\dot{W}_{pompa I}$ (kW)		0,04	0,050	0,043	0,04	0,043	0,050
$\dot{W}_{pompa II}$ (kW)		0,062	0,061	0,062	0,061	0,062	0,062

* Hesaplanan değerler

Çizelge 5.2, 5.3 ve 5.4’de, sırasıyla 10 °C, 11 °C ve 12 °C için Eş. (4) ile hesaplanan soğutucu akışkan ve su ve radyatör devresi için ölçülen kütleli debi değerleri ve her bir nokta için termodinamik özellikler verilmiştir.

Çizelge 5. 2. 10 °C kaynak sıcaklığında kütleli debi değerleri ve termodinamik özellikleri

Durum	Kaynak Sıcaklığı (10 °C)					
	POE			POE+Al ₂ O ₃		
	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	^s (kJ/kgK)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	0,006783	407,41	1,8398	0,006619	407,430	1,8215
2	0,006783	460,31	1,855	0,006619	463,350	1,8540
3	0,006783	237,78	1,1305	0,006619	243,720	1,1498
4	0,006783	237,78	1,16675	0,006619	243,720	1,1819
5	0,250	33,599	0,12088	0,250	36,370	0,1307
6	0,250	33,616	0,12094	0,250	36,571	0,1314
7	0,250	42,160	0,15123	0,250	42,161	0,1512
8	0,258	133,109	0,46065	0,258	151,280	0,5199
9	0,258	133,35	0,46147	0,258	151,520	0,5207
10	0,258	137,82	0,476	0,258	155,660	0,5340

Çizelge 5. 3. 11 °C kaynak sıcaklığında kütleli debi değerleri ve termodinamik özellikleri

Durum	Kaynak Sıcaklığı (11°C)					
	POE			POE+Al ₂ O ₃		
	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	^s (kJ/kgK)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	0,007032	408,400	1,8340	0,006622	408,230	1,8226
2	0,007032	460,070	1,8524	0,006622	464,220	1,8568
3	0,007032	240,710	1,1402	0,006622	242,720	1,1466
4	0,007032	240,710	1,1742	0,006622	242,720	1,1771
5	0,250	41,160	0,1477	0,250	40,692	0,1460
6	0,250	41,331	0,1483	0,250	40,710	0,1461
7	0,250	46,522	0,1666	0,250	46,312	0,1659
8	0,258	136,280	0,4711	0,258	148,110	0,5096
9	0,258	136,520	0,4719	0,258	148,350	0,5104
10	0,258	141,550	0,4883	0,258	152,440	0,5232

Çizelge 5. 4. 12 °C kaynak sıcaklığında kütleli debi değerleri ve termodinamik özellikleri

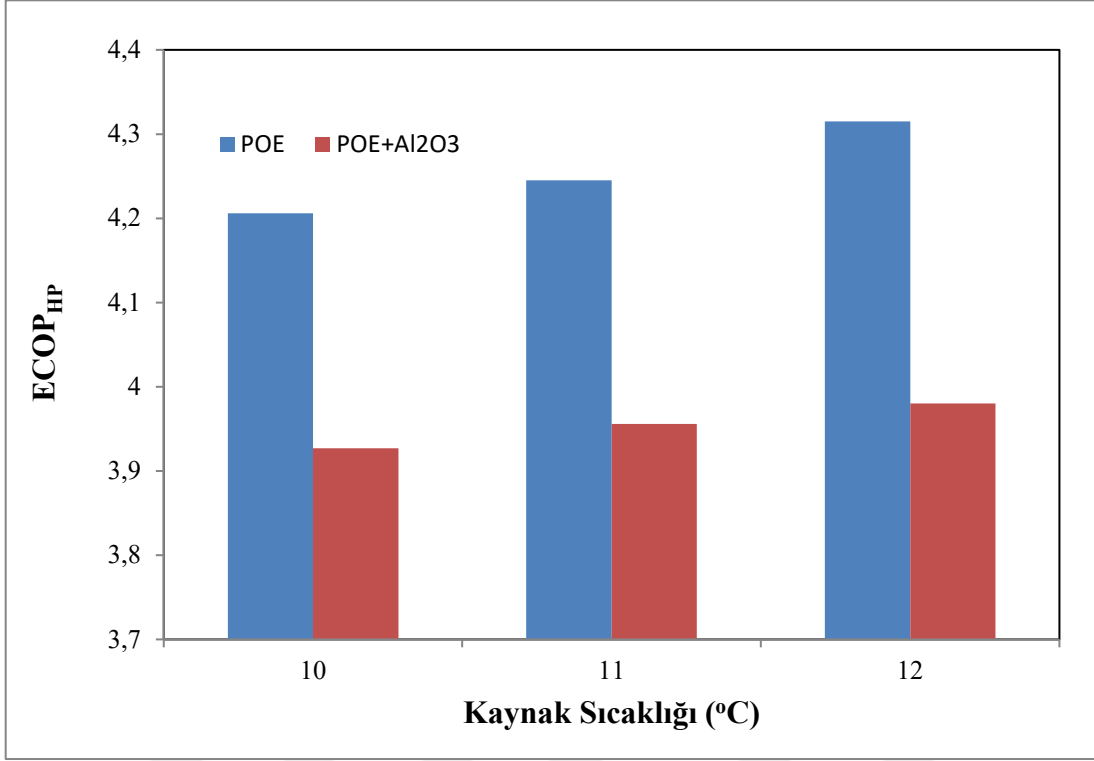
Durum	Kaynak Sıcaklığı (12 °C)					
	POE			POE+Al ₂ O ₃		
	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	0,00732	408,980	1,8277	0,006751	408,950	1,82280
2	0,00732	459,550	1,8462	0,006751	464,750	1,85830
3	0,00732	241,320	1,1420	0,006751	242,620	1,14620
4	0,00732	241,320	1,1729	0,006751	242,620	1,17602
5	0,250	44,680	0,1601	0,250	44,845	0,16070
6	0,250	44,850	0,1607	0,250	45,047	0,16141
7	0,250	50,547	0,1807	0,250	50,506	0,18059
8	0,258	144,101	0,4966	0,258	147,857	0,50879
9	0,258	144,340	0,4974	0,258	148,100	0,50957
10	0,258	149,490	0,5141	0,258	152,690	0,52445

Çizelge 5.5’de, Eş. (1-26) ile hesaplanan enerji analizi sonuçları verilmiştir.

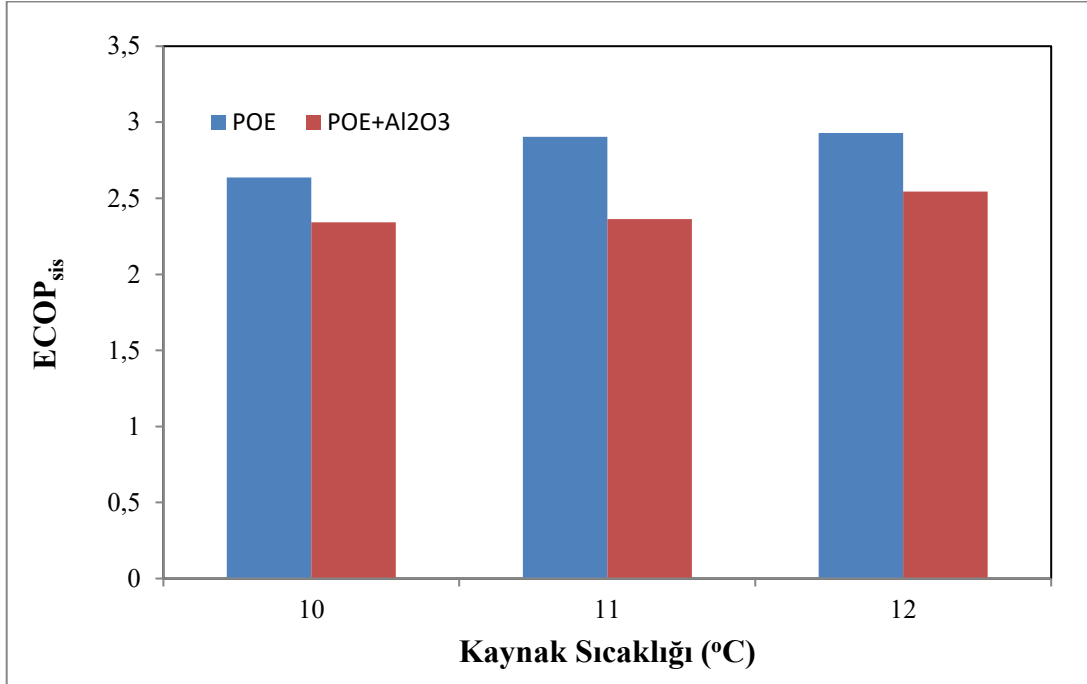
Çizelge 5. 5. Enerji analizi sonuçları

Parametre	Kaynak Sıcaklığı (10 °C)		Kaynak Sıcaklığı (11 °C)		Kaynak Sıcaklığı (12 °C)	
	POE	POE + Al ₂ O ₃	POE	POE + Al ₂ O ₃	POE	POE + Al ₂ O ₃
$\dot{Q}_{kond,gaz}$ (kW)	1,509	1,453	1,542	1,466	1,597	1,500
$\dot{Q}_{kond,w,cs}$ (kW)	1,153	1,068	1,297	1,055	1,328	1,184
$\dot{Q}_{evap,gaz}$ (kW)	1,150	1,083	1,179	1,095	1,227	1,122
$\dot{Q}_{evap,su}$ (kW)	2,140	1,447	1,340	1,405	1,466	1,415
\dot{Q}_{rez} (kW)	2,100	1,397	1,297	1,365	1,424	1,364
\dot{Q}_{rad} (kW)	1,215	1,129	1,359	1,117	1,390	1,246
η_{kond}	0,764	0,734	0,841	0,719	0,831	0,789
η_{evap}	0,537	0,748	0,879	0,780	0,836	0,793
ECOP _{HP}	4,206	3,927	4,245	3,956	4,315	3,980
ECOP _{sis}	2,636	2,342	2,904	2,363	2,930	2,544

Şekil 5.4’de kaynak sıcaklığına bağlı ısı pompası sistemi için ısıtma enerji performans katsayısı, Şekil 5.5’de tüm sistem için ısıtma enerji performans katsayısı verilmiştir.



Şekil 5. 4. Isı pompası enerji performans katsayısı



Şekil 5. 5. Tüm sistem enerji performans katsayısı

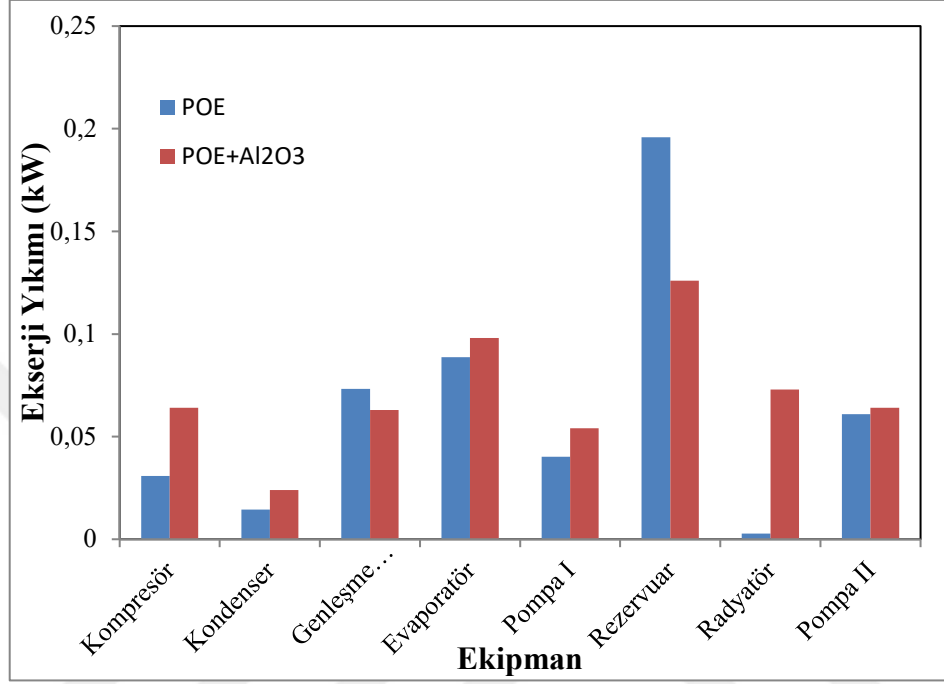
Şekil 5.4-5.5 de görüldüğü gibi 10 °C, 11 °C ve 12 °C kaynak sıcaklığı için POE yağı kullanan ısı pompası ünitesinde enerji performans katsayısı sırasıyla 4,206, 4,245 ve 4,315 ve tüm sistem için enerji performans katsayısı sırasıyla 2,636, 2,904 ve 2,930 olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde POE+Al₂O₃ karışımı kullanan ısı pompası ünitesi için enerji performans katsayısı sırasıyla 3,927, 3,956 ve 3,980, tüm sistem için sırasıyla 2,342, 2,363 ve 2,544 olarak hesaplanmıştır. 10 °C kaynak sıcaklığında POE+Al₂O₃ karışımı ısı pompası ünitesinin enerji performans katsayısını %7,1 azaltırken tüm sistemin performans katsayısını %12,5 azaltmıştır. 11 °C kaynak sıcaklığında POE+Al₂O₃ karışımı ısı pompası ünitesinin enerji performans katsayısını %7,3 azaltırken tüm sistemin performans katsayısını %22,8 azaltmıştır. 12 °C kaynak sıcaklığında POE+Al₂O₃ karışımı ısı pompası ünitesinin enerji performans katsayısını %8,4 azaltırken tüm sistemin performans katsayısını %15,1 azaltmıştır. Sonuçlar değerlendirildiğinde kaynak sıcaklığı arttıkça her iki akışkanı kullanan sistemin enerji performans katsayıları artmaktadır.

Çizelge 5.6'da, kaynak sıcaklığına bağlı olarak saf POE ve POE+Al₂O₃ akışkan kullanan sistemin her bir ekipmanı için ekserji yıkım değerleri ve performans değerleri verilmiştir.

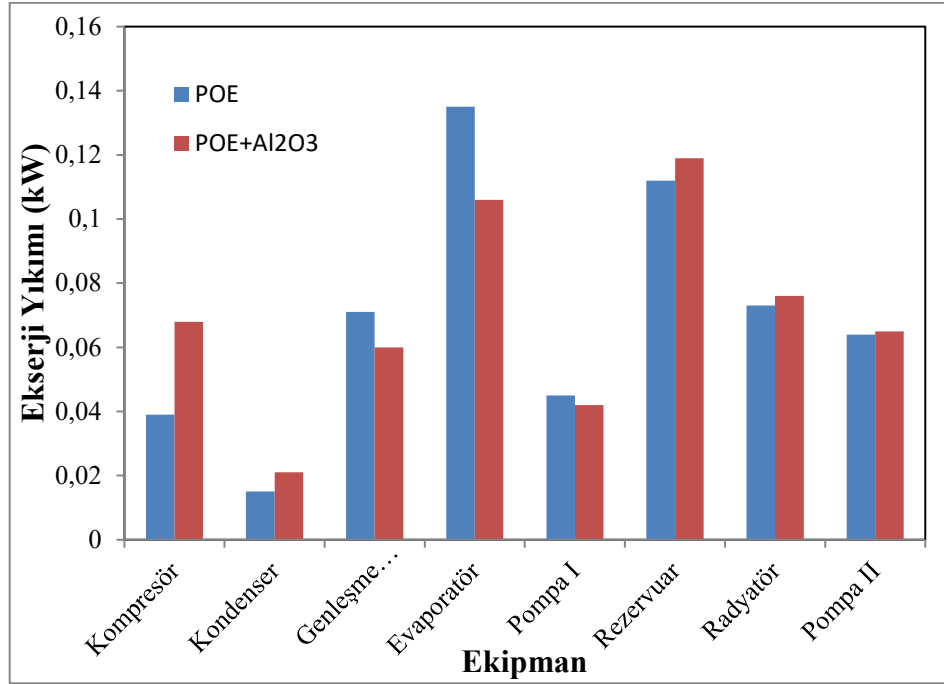
Çizelge 5. 6. Ekserji yıkım değerleri

Yokolan Ekserji	Kaynak Sıcaklığı (10 °C)		Kaynak Sıcaklığı (11 °C)		Kaynak Sıcaklığı (12 °C)	
	POE	POE + Al ₂ O ₃	POE	POE + Al ₂ O ₃	POE	POE + Al ₂ O ₃
$E\dot{x}_{yokolan,komp}$ (kW)	0,0309	0,064	0,039	0,068	0,040	0,071
$E\dot{x}_{yokolan,kond}$ (kW)	0,0144	0,024	0,015	0,021	0,017	0,027
$E\dot{x}_{yokolan,exp}$ (kW)	0,0733	0,063	0,071	0,06	0,067	0,060
$E\dot{x}_{yokolan,evap}$ (kW)	0,0887	0,098	0,135	0,106	0,129	0,112
$E\dot{x}_{yokolan,pompaI}$ (kW)	0,0402	0,054	0,045	0,042	0,040	0,053
$E\dot{x}_{yokolan,rez}$ (kW)	0,1959	0,126	0,112	0,119	0,118	0,112
$E\dot{x}_{yokolan,rad}$ (kW)	0,0027	0,073	0,073	0,076	0,083	0,077
$E\dot{x}_{yokolan,pompaII}$ (kW)	0,0610	0,064	0,064	0,065	0,063	0,065
$\varepsilon_{ex,kond}$	0,674	0,631	0,686	0,669	0,722	0,597
$\varepsilon_{ex,evap}$	0,858	0,844	0,768	0,817	0,766	0,792
$EXCOP_{hp}$	0,123	0,173	0,136	0,174	0,164	0,176
$EXCOP_{sis}$	0,045	0,040	0,050	0,04	0,050	0,043

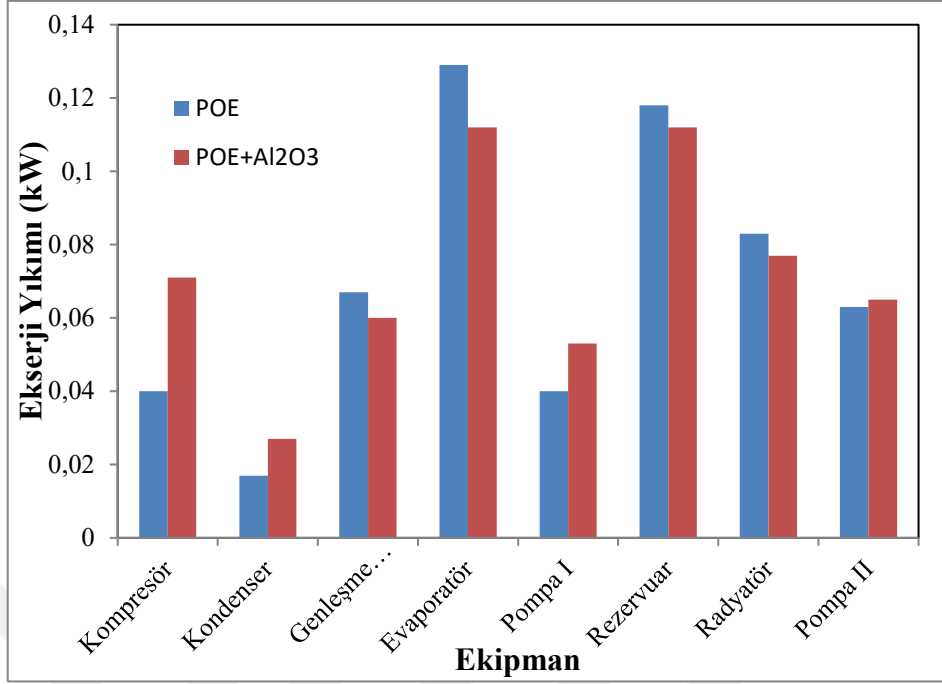
Şekil 5.6, 5.7 ve 5.8’de sırasıyla 10 °C, 11 °C ve 12 °C kaynak sıcaklığı için her bir ekipmanda meydana gelen ekserji yıkım değerleri verilmiştir.



Şekil 5. 6. 10 °C kaynak sıcaklığında ekserji yıkım değerleri



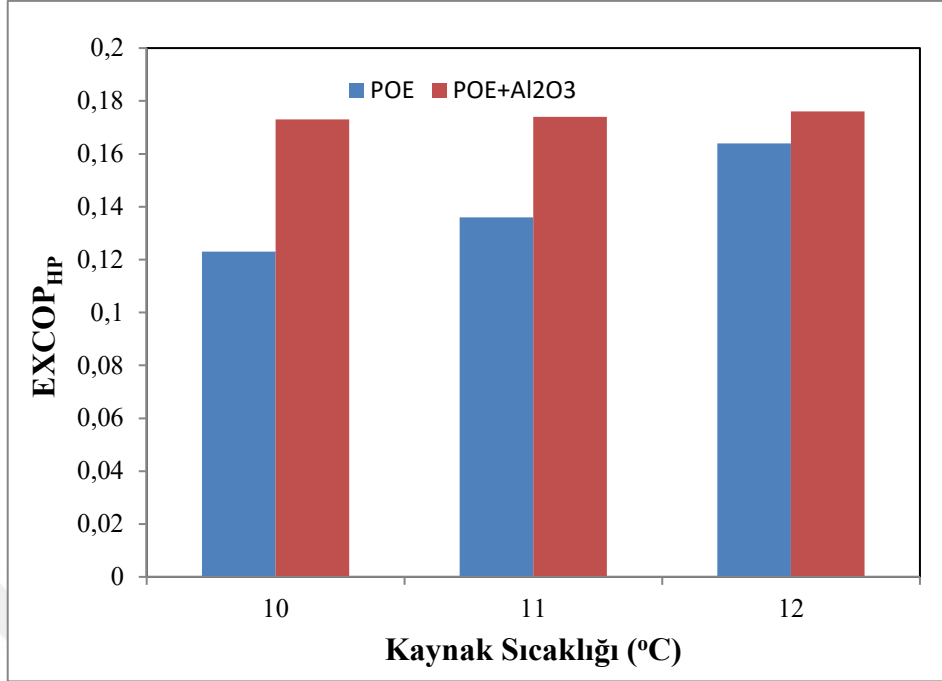
Şekil 5.7. 11 °C kaynak sıcaklığında ekserji yıkım değerleri



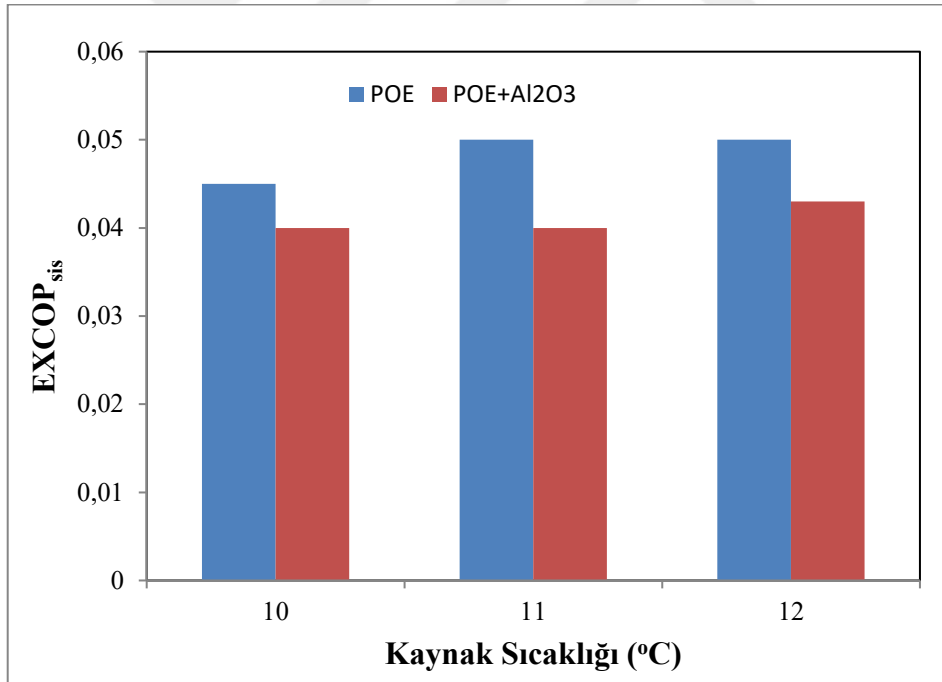
Şekil 5.8. 12 °C kaynak sıcaklığında ekserji yıkım değerleri

Şekil 5.6-5.8’de görüldüğü gibi 10 °C kaynak sıcaklığında POE yağı kullanan sistemde, en yüksek ekserji yıkımı 0,1959 kW olarak rezervuarda gerçekleşirken en düşük ekserji yıkımı 0,0027 kW olarak radyatörde ve POE+Al₂O₃ kullanan sistemde en yüksek ekserji yıkımı 0,126 kW olarak rezervuarda gerçekleşirken en düşük ekserji yıkımı 0,024 kW olarak kondenserde gerçekleşmiştir. 11°C kaynak sıcaklığında POE yağı kullanan sistemde, en yüksek ekserji yıkımı 0,135 kW olarak evaporatörde gerçekleşirken en düşük ekserji yıkımı 0,015 kW olarak kondenserde ve POE+Al₂O₃ kullanan sistemde en yüksek ekserji yıkımı 0,119 kW olarak rezervuarda gerçekleşirken en düşük ekserji yıkımı 0,021 kW olarak kondenserde gerçekleşmiştir. 12 °C kaynak sıcaklığında POE yağı kullanan sistemde, en yüksek ekserji yıkımı 0,129 kW olarak evaporatörde gerçekleşirken en düşük ekserji yıkımı 0,017 kW olarak kondenserde ve POE+Al₂O₃ kullanan sistemde en yüksek ekserji yıkımı 0,112 kW olarak evaporatör ve rezervuarda gerçekleşirken en düşük ekserji yıkımı 0,027 kW olarak kondenserde gerçekleşmiştir.

Şekil 5.9 ve 5.10 da sırasıyla kaynak sıcaklığına bağlı olarak POE ve POE+Al₂O₃ karışımı yağ kullanan ısı pompası ünitesi ve tüm sistem için ekserji verimi değerleri gösterilmiştir.



Şekil 5. 9. 10 °C, 11 °C ve 12 °C kaynak sıcaklıklarında ısı pompası ekserji verimi



Şekil 5. 10. 10 °C, 11 °C ve 12 °C kaynak sıcaklıklarında sistem ekserji verimi

Şekil 5.9 ve 5.10 dan görüldüğü gibi, 10 °C kaynak sıcaklığında POE yağı kullanan ısı pompası ünitesi ve tüm sistemin ekserji verimi sırasıyla 0,123 ve 0,045; 11 °C kaynak sıcaklığında POE yağı kullanan ısı pompası ünitesi ve tüm sistemin ekserji verimi sırasıyla

0,136 ve 0,05; 12 °C kaynak sıcaklığında POE yağı kullanan ısı pompası ünitesi ve tüm sistemin ekserji verimi sırasıyla 0,164 ve 0,05 olarak hesaplanmıştır.

10 °C kaynak sıcaklığında POE+Al₂O₃ karışım yağı kullanan ısı pompası ünitesi ve tüm sistemin ekserji verimi sırasıyla 0,173 ve 0,04; 11 °C kaynak sıcaklığında POE+Al₂O₃ yağı kullanan ısı pompası ünitesi ve tüm sistemin ekserji verimi sırasıyla 0,174 ve 0,04; 12°C kaynak sıcaklığında POE+Al₂O₃ yağı kullanan ısı pompası ünitesi ve tüm sistemin ekserji verimi sırasıyla 0,176 ve 0,043 olarak hesaplanmıştır. Sonuçlar değerlendirildiğinde kaynak sıcaklığı arttıkça ısı pompası ve tüm sistemin ekserji verimi artmaktadır. POE+Al₂O₃ karışımı ısı pompası ünitesinin enerji performans katsayısının aksine ekserji verimini arttırmaktadır. Bu artış 10 °C, 11 °C ve 12 °C kaynak sıcaklıkları için sırasıyla %5, %3,8 ve %1,2 olarak hesaplanmıştır. Tüm sistem için POE+Al₂O₃ karışımı ekserji verimini düşürmektedir. Bu düşüş 10 °C, 11 °C ve 12 °C kaynak sıcaklıkları için sırasıyla %12,5, %25 ve %16 olarak hesaplanmıştır.

6. TARTIŞMA

Bu çalışmada, su kaynaklı bir ısı pompasının kompresöründe kullanılan saf POE yağı ile POE+Al₂O₃ nanopartikül karışımı yağın ısı pompası ünitesi ve tüm sistem enerji ve ekserji performansına etkisi deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır.

- Kompresör güç tüketimleri karşılaştırıldığında; POE+Al₂O₃ nanoakışkan kullanılan kompresörlerin, saf POE yağı kullanılan kompresörlere göre 10 °C, 11 °C ve 12 °C kaynak sıcaklıklarında güç tüketimlerinde sırasıyla %3,06, %2,20 ve %1,89 artış meydana gelmiştir.
- POE+Al₂O₃ nanopartikül karışımı ısı pompası ünitesinin enerji performans katsayısını %7,1-%8,4 azaltırken, tüm sistemin enerji performans katsayısını %12,5-%22,8 azaltmıştır.
- 10 °C kaynak sıcaklığında en yüksek ekserji yıkımı, POE ve POE+Al₂O₃ nanoakışkan kullanılan sistemde rezervuarda gerçekleşirken, en düşük ekserji yıkımı saf POE kullanan sistemde radyatörde, POE+Al₂O₃ kullanan sistemde en düşük ekserji yıkımı kondenserde gerçekleşmiştir.
- 11 °C kaynak sıcaklığında en yüksek ekserji yıkımı POE yağı kullanan sistemde evaporatörde gerçekleşirken POE+Al₂O₃ kullanan sistemde rezervuarda gerçekleşmiştir. En düşük ekserji yıkımı POE ve POE+Al₂O₃ nanoakışkan kullanılan sistemde kondenserde meydana gelmiştir.
- 12 °C kaynak sıcaklığında en yüksek ekserji yıkımı POE yağı kullanan sistemde, evaporatörde gerçekleşirken POE+Al₂O₃ kullanan sistemde evaporatör ve rezervuarda gerçekleşmiştir. En düşük ekserji yıkımı POE ve POE+Al₂O₃ nanoakışkan kullanılan sistemde kondenserde meydana gelmiştir.

- POE+Al₂O₃ nanopartikül karışımı ısı pompası ünitesi ekserji verimini, enerji performans katsayısının aksine %1,2-%5 arttırırken, tüm sistemin ekserji verimini ise %12,5-%25 azaltmıştır.

Yapılan deneyler ve hesaplamalar sonucunda, kaynak sıcaklığı arttıkça ısı pompası ünitesinin ve tüm sistemin enerji ve ekserji performanslarının arttığı gözlemlenmiştir. POE+Al₂O₃ nanopartikül karışımı kompresör güç tüketimini arttırırken ısı pompası ünitesi ve tüm sistemin enerji ve ekserji performanslarını azaltmıştır. Fakat POE+Al₂O₃ nanopartikül karışımı ısı pompası için enerji performansının aksine ekserji performansını arttırırken tüm sistem için ekserji performansını azaltmıştır.

Literatürde, POE+Al₂O₃ nanopartikül karışımının soğutma çevrimlerinin soğutma performans katsayısını arttırdığı görülürken, bu çalışmada POE+Al₂O₃ nanopartikül karışımının ısıtma performans katsayısını azalttığı deneysel olarak gözlemlenmiştir.

İlerleyen çalışmalarda farklı, yağ ve nanopartiküllerin ısı pompası sistemlerinin enerji ve ekserji performansı üzerine etkileri termoeconomik açıdan da araştırılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] KOÇAK, S., 2012, “Hacim ısıtma amaçlı güneş enerjisi destekli su kaynaklı ısı pompası çevriminin teorik analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Antalya, 10-15.
- [2] KÖSE, İ., 2014, “Su kaynaklı ısı pompasında ısı değiştirici tasarımı, imalatı ve performansının deneysel olarak incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, 1-5.
- [3] HEPBAŞLI, A., BALTA, M.T., 2007, “A study on modeling and performance assessment of a heat pump system for utilizing low temperature geothermal resources in buildings”, *Building and Environment*, 42: 3747–3756.
- [4] COŞKUN, S., MOTORCU, A. R., YAMANKARADENİZ, N., PULAT, E., 2012, “Evaluation of control parameters effects on system performance with Taguchi method in waste heat recovery application using mechanical heat pump”, *International Journal of Refrigeration*, 35: 795-809.
- [5] SHEN, C., JIANG, Y., YAO, Y., WANG, X., 2012, “An experimental comparison of two heat exchangers used in wastewater source heat pump: A novel dry-expansion shell-and-tube evaporator versus a conventional immersed evaporator”, *Energy*, 47: 600-608.
- [6] WANG, H., WANG, Q., CHEN, G., 2013, “Experimental performance analysis of an improved multifunctional heat pump system”, *Energy and Buildings*, 62: 581–589.
- [7] OH, S., CHO, Y., YUN, R., 2014, “Raw-water source heat pump for a vertical water treatment building”, *Energy and Buildings*, 68: 321–328.
- [8] HEPBAŞLI, A., BIYIK, E., EKREN, O., GÜNERHAN, H., ARAZ, M., 2014, “A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems”, *Energy Conversion and Management*, 88: 700–722.
- [9] SHEN, C., YANG, L., WANG, X., JIANG, Y., YAO, Y., 2014, “An experimental and numerical study of a de-fouling evaporator used in a wastewater source heat pump”, *Applied Thermal Engineering*, 70: 501-509.
- [10] Lİ, H., YANG, W., YU, Z., ZHAO, L., 2015, “The performance of a heat pump using nanofluid (R22+TiO₂) as the working fluid – an experimental study”, *Energy Procedia*, 75: 1838-1843.
- [11] Bİ, S., GUO, K., LİU, Z., WU, J., 2011, “Performance of a domestic refrigerator using TiO₂-R600a nanorefrigerant as working fluid”, *Energy Conversion and Management* 2011, 52: 733-737.

- [12] SABAREESH, K. R., GOBINATH, N., SAJITH, V., DAS, S., SOBHAN C.B., 2012, "Application of TiO₂ nanoparticles as a lubricant additive for vapor compression refrigeration systems-An experimental investigation", *International Journal of Refrigeration*, 35: 1989-1996.
- [13] XING, M., WANG, R., YU, J., 2014, "Application of fullerene C60 nano-oil for performance enhancement of domestic refrigerator compressors", *International Journal of Refrigeration*, 40:398-403.
- [14] ABBAS, M., WALVEKAR, R.G., HAJIBEIGY, M.T., JAVADI, F.S., 2013, "Efficient air-condition unit by using nano-refrigerant", *1st Engineering undergraduate research catalyst conference*, Malaysia, 87-88.
- [15] FEDELE, L., COLLA, L., SCATTOLINI, M., BELLOMARE, F., BOBBO, S., 2014, "Nanofluids application as nanolubricants in heat pumps systems", *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, 14-17.
- [16] KUMAR, S. D., ELANSEZHIAN, R., 2012, "Experimental study on Al₂O₃ – R134a nano refrigerant in refrigeration systems", *International Journal of Modern Engineering Research*, 2(5), 3927-3929.
- [17] SUBRAMANI, N., PRAKASH M. J., 2011, "Experimental studies on a vapour compression system using nanorefrigerants", *International Journal of Engineering, Science and Technology*; 3(9):95-102.
- [18] KUMAR R. R, SRIDHAR, K., NARASIMHA, M., 2013, "Heat transfer enhancement in domestic refrigerator using nanorefrigerant as working fluid", *International Journal of Computational Engineering Research*, 3(4):42-50.
- [19] HAQUE, M.E., BAKAR, R.A., KADIRGAMA, K., NOOR, M.M., SHAKAIB, M., 2016, "Performance of a domestic refrigerator using nanoparticles-based polyolester oil lubricant", *Journal of Mechanical Engineering and Sciences (JMES)*, 10(1): 1778-1791.
- [20] DINCER, I., Rosen, M.A., 2007, "Exergy: Energy, environment and sustainable development, first ed", *Elsevier Ltd*, Great Britain, 472.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : KARAARSLAN, Mehmet

Uyruğu : T.C.

Doğum tarihi ve yeri : 22.03.1994 / Eminönü

Medeni hali : Bekar

Telefon : 0 (538) 810 80 60

Faks :

e-mail : Mehmet KARAARSLAN

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Yüksek lisans	Uşak Üniversitesi /Makine Mühendisliği Bölümü	Devam
Lisans	Uşak Üniversitesi/ Makine Mühendisliği Bölümü	2016
Lise	Fahreddin Kerim Gökay A.L.	2012

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2016-2017	Uşak / Yenibirlik Makine	Proje ve Uygulama Mühendisliği
2017-	Uşak / Banaz Uşak Yapı Denetim Ltd.Şti.	Proje ve Uyg. Kontrol Mühendisliği
2017-2019	Coşkunlar Torna Ömer Coşkun ve Ort.	Proje Mühendisliği
2019-	CSK Metal Ltd. Şti.	Proje Mühendisliği

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar

Abdullah Yıldız, M. Ali Ersöz, Mehmet Karaarslan, 2019, “Su Kaynaklı Isı Pompasının Deneysel Enerji Analizi”, *4th International Mediterranean Science and Engineering Congress (IMSEC 2019)*, April 25-27.

Hobiler

Dergi, gazete, yayın okumak, spor yapmak.