



İç Isı Değiştiricili Transkritik bir Isı Pompasının Performansının Farklı Çalışma Şartlarındaki Performansının Deneysel İncelenmesi

Arif Emre Özgür¹, Özdemir Deniz¹, Murat Oğuz^{1*}

¹Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü – Isparta-Türkiye

*Sorumlu yazar: y11930656012@isparta.edu.tr

MAKALE BİLGİSİ

Alınış tarihi: 02/01/2023

Kabul tarihi: 24/05/2023

Anahtar Kelimeler: Isı pompası, İç ısı değiştirici (IHX), Karbondioksit (CO₂), Küresel ısınma potansiyeli (GWP), Ozon tüketme potansiyeli (ODP)

DOI: 10.55979/tjse.1228422

ÖZET

Isı pompaları sürdürülebilir bir ısıtma çözümdür. Bu sistemlerde soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Bu akışkanların sentetik olanları, sera etkileri nedeniyle küresel ısınma probleminin artmasına neden olmaktadır. Bu sebeple alternatif ve sürdürülebilir akışkan arayışları artmıştır. Bu çalışmada, alternatif ve sürdürülebilir bir soğutucu akışkan olan R744'ün (CO₂) kullanıldığı, tek kademeli, iç ısı değiştiricili, Elektronik Genleşme Vanası (EGV) kontrollü transkritik bir ısı pompası sisteminin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Farklı EGV açıklık oranları ile sistemin farklı çalışma basınçlarında çalışması sağlanmıştır. Farklı gaz soğutucu ve buharlaştırıcı basınçları için sistemin ısıtma tesir katsayısı (COP_h) ve soğutucu akışkan debisi değişimleri, deneysel olarak incelenmiştir. Sistem, havadan suya ısı pompası olarak kurulmuştur ve ısı pompasından elde edilen su sıcaklıkları ve debisi kayıt altına alınmıştır. Sistem kararlı rejim şartlarında, EGV açıklık yüzdesi ve sıcak su debisi değerleri değiştirilmiştir. Tüm ölçüm parametreleri ve sistemin çektiği güç değerleri kaydedilmiştir. 7 farklı çalışma şartı için COP_h değeri hesaplanmıştır. Sistem performansının belirli gaz soğutucu basınçlarında maksimuma ulaştığı gözlemlenmiştir. Optimum gaz soğutucu basıncı civarında sistem performansının maksimuma ulaştığı görülmüştür.

Analysis of Transcritical Heat Pump System with Internal Heat Exchanger at Different Operating Conditions

ARTICLE INFO

Received: 02/01/2023

Accepted: 24/05/2023

Keywords: Heat pump, Internal heat exchanger (IHX), Carbon dioxide (CO₂), Global warming potential (GWP), Ozone depletion potential (ODP)

DOI: 10.55979/tjse.1228422

ABSTRACT

Heat pumps are a sustainable heating solution. Refrigerants are used in these systems. The synthetic ones of these fluids cause an increase in the global warming problem due to greenhouse effects. For this reason, the search for alternative and sustainable fluids has increased. In this study, the performance of a single-stage, internal heat exchanger, Electronic Expansion Valve (EGV) controlled transcritical heat pump system using R744 (CO₂), an alternative and sustainable refrigerant, was experimentally investigated. With different EGV opening rates, the system is provided to operate at different operating pressures. The heating effect coefficient (COP_h) of the system and the refrigerant flow rate changes for different gas cooler and evaporator pressures were investigated experimentally. The system was installed as an air-to-water heat pump and the water temperatures and flow rates obtained from the heat pump were recorded. EGV opening percentage and hot water flow rate values were changed in system steady regime conditions. All measurement parameters and the power drawn by the system were recorded. COP_h value was calculated for 7 different operating conditions. It has been observed that the system performance reaches its maximum at certain gas refrigerant pressures. It has been observed that the system performance reaches its maximum around the optimum gas refrigerant pressure.

1. Giriş

Isıtma ve serinletme amacıyla günümüzde eş zamanlı çözümler, ekonomik ve çevreci olabilmektedir. Bu eş zamanlı çözümler arasında ısı pompaları önemli bir yere sahiptir. Son yıllarda ısı pompalarının konutlarda konfor amaçlı olarak kullanım oranı artmaktadır. Dünya genelinde petrol, doğalgaz gibi fosil yakıtların kullanımına dair yaşanan sorunlar, ısınma gereksiniminin karşılanmasında sürdürülebilir çözümler arayışlarını hızlandırmıştır. Isı pompaları sürdürülebilir enerji kullanım yüzdesi yüksek sistemlerdir ve gün geçtikçe kullanım alanları genişlemektedir. Isı pompaları genellikle mekanik buhar sıkıştırma çevrimleri ile düşük ısı kaynağından ısı

çekilmesi ve daha yüksek sıcaklıklı hedef kaynağa ısı aktarılmasını sağlar. Isı pompalarının adlandırılması ısıyı çektiği ortamlara göre belirlenir. Bu kaynaklar toprak, su ve hava kaynaklı olabilir. Düşük ısı kaynağından alınan ısı enerjisinin aktarıldığı hedef ortam ise iç mekân havası olabildiği gibi ısıtma suyu da olabilir (Bayrakçı vd., 2015).

Mekanik sıkıştırma ısı pompası sistemlerinde yaygın olarak HFC (Hidroflorokarbon) soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Bu akışkanlar sera etkileri nedeniyle küresel ısınma probleminin artmasına neden olmaktadır ve F-Gaz (Florlu Gazlar) olarak tanımlanmaktadır. Hem sera etkisi hem de F-Gaz Yönetmelikleri sebebiyle alternatif ve sürdürülebilir akışkan arayışları artmıştır. Bu

arayışlar sonucunda R744 uygulamaları yaygınlaşmaya başlamıştır. Isı pompalarında çeşitli soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Doğada doğal olarak bulunan R744'de bunlardan biridir. R744'ün ısı transfer kapasitesi 0 °C için 22.545 kJ/m³'dür. Buda bize R744'ün hacimsel ısı transfer kapasitesinin yüksek olduğunu göstermektedir. Bu değer CFC, HCFC, HFC ve HC gibi akışkanların hacimsel ısı transfer kapasitelerinden 3-10 kat daha yüksek olduğu söylenebilir. Bu yüzden R744'lü sistemlerin boyutları diğer sistemlere kıyasla daha küçük olmaktadır (Kim vd., 2004). R744 gazı için ozon yıkım potansiyeli (ODP) 0 ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) 1'dir. Hem ucuz hem de kolay temin imkânı en büyük avantajlarından. Toksik olmayan sayılı soğutuculardan biridir ve yanıcı değildir. Maliyeti uygundur, güvenli bir soğutucu akışkan olduğundan sızıntı kaynaklı sorunlar da minimumdur ve geri kazanım problemi olmadan çevreye bırakılabilir (Rony vd., 2019). R744'ün aynı şartlarda görece yüksek yoğunluk değerleri sebebiyle daha düşük boru çaplarının kullanılabilirliği. Buharlaşma gizli ısı da dikkate alındığında, belirli ısıtma kapasiteleri için daha düşük soğutucu akışkan debileri görülmektedir. Bu avantajlarının yanında 31.06 °C gibi düşük kritik nokta sıcaklığı ve 7.38 MPa gibi yüksek kritik basınç değeri özel bir durum oluşturmaktadır (Zhang vd., 2006). Alışılmış akışkanlara göre bazı ek teknik gereksinimlere ihtiyaç duymaktadır (Kasap vd., 2011). R744 dışında alternatif sürdürülebilir doğal soğutucu akışkanlardan en önemlileri Amonyak (R717) ve saf hidrokarbonlardır (HC). R717'nin olumlu birçok özelliğine rağmen zehirli olması, A2L güvenlik koduna sahip olması ve bakır ile uyumlu olmaması sebebiyle kullanımı için ek tedbirlerin alınmasını gerektirir (Emani vd., 2018). Hidrokarbonlar ise parlayıcı ve yanıcı özelliklere sahiptir ve bu nedenden dolayı büyük soğutma ve ısıtma sistemlerinde kullanılmaları özel tedbirler gerektirir (Özgür ve Bayrakçı, 2010).

Martinez vd. (2022), optimum koşullarda bir transkritik ısı pompasında iç ısı değiştiricisi (IHX) kullanımının etkisini araştırmışlardır. IHX etkinliğinin, sistem performansı üzerinde açık bir etkisi olduğunu net biçimde vurgulamışlardır. Qin vd. (2021), transkritik bir ısı pompasında yenilikçi bir IHX uygulaması geliştirmek üzere çalışma yapmışlardır. IHX kullanımının hem COP_h hem de ekserji performansında kayda değer bir artış potansiyeli sağladığı ifade edilmiştir. Wang vd. (2021), IHX kullanılan ve kullanılmayan transkritik ısı pompalarının enerji ve ekserji verimliliklerini karşılaştırmışlardır. Ekserji analizlerini ekonomik analizler ile genişleterek, ekserji-ekonomik kıyaslamalar da sunmuşlardır. IHX'in etkinliğinin, sistem performansına ve optimum gaz soğutucu basıncı değerine olumlu etkileri olduğunu ifade etmişlerdir. Cao vd. (2020), tarafından yapılan bir çalışmada da IHX kullanımının, optimum koşullarda, transkritik bir ısı pompasının performansında %6.65 iyileşme sağladığı ifade edilmiştir. Enerji kullanımı açısından da %6.22 bir azalma oranı tespit edilmiştir. Literatürden de görüldüğü üzere transkritik ısı pompalarında IHX kullanımı önemli bir performans iyileştirme seçeneğidir. Bu çalışmada da transkritik bir ısı pompası için maliyet etkin bir IHX prototipi üretilmiş ve deneysel bir çalışma ile uygulanabilirliği gözlemlenmiştir.

Deneysel sistemin enerji performansı, literatürdeki çalışmalar ile kıyaslanarak, üretilen IHX'in etkinliği değerlendirilmiştir. Kurulan sistem bir havadan suya ısı pompasıdır ve manuel kumandalı EGV'ye sahiptir. Bu çalışmanın motivasyonu olarak maliyet etkin bir çözümün, transkritik bir ısı pompası performansı üzerinde etkisini araştırmak ve daha yüksek ısı transfer alanına sahip benzer bir IHX tasarımının, sistem için uyumluluğunun belirlenmesidir.

2. Materyal ve Metot

2.1. Materyal

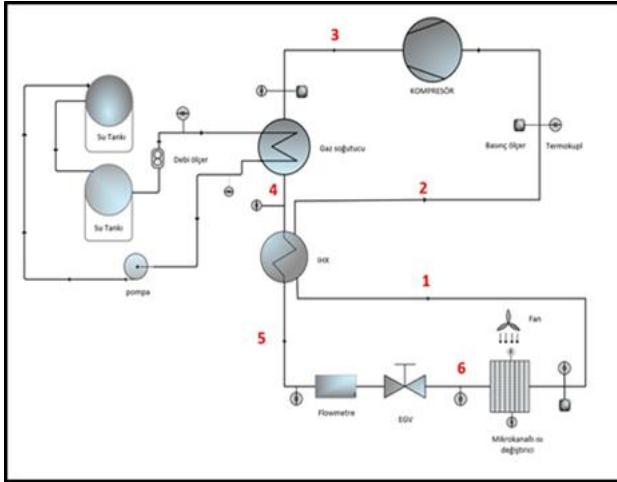
Transkritik R744 çevrimlerinde, süperkritik gaz fazındaki R744'ün çevreye ısı geçişi, yoğunlaşma olmadan, gaz fazında sıcaklığının düşmesiyle gerçekleşir. Kritik basıncın üzerindeki basınçlarda, kritik sıcaklığın üzerinde sıcaklığa sahip madde kızgın buhar, kritik sıcaklığın altında ise maddeye sıkıştırılmış sıvı denilmektedir. Bu ifade transkritik bölgedeki faz dönüşümü hakkında gerekli açıklamayı yapmaktadır (Çengel ve Boles, 1996). Bu sistemlerde kondenserin yerini gaz soğutucu almıştır. Transkritik R744 çevriminde kompresörde sıkıştırılmış R744, gaz soğutucusunda ısısını diğer ortama aktarır.

Kurulan transkritik deneysel sistemde, sistem enerji performansını arttırmak için sisteme bir iç ısı değiştiricisi eklenmiştir. Bu IHX gaz soğutucu çıkış sıcaklığını düşürürken, kompresöre sıvı yürümesini engellemek açısından akümülatör görevi görür. Böylelikle, kompresör girişinde soğutucu akışkanın faz durumunun gaz olmasına hizmet eder. Bu çalışmada, havadan suya ısı aktaran, tek kademel bir ısı pompası sistemi tasarlanmıştır. Bunun amacı, son yıllarda ısıtma uygulamaları için havadan suya ısı pompaları alanında yapılan araştırma sayısındaki artıştır. Sistem, soğutucu akışkan çevrimi ve ısı aktarılan su devresi olarak iki bölümde inceleyebiliriz. Soğutucu akışkan tarafının temel bileşenleri kompresör, gaz soğutucu, IHX, debimetre, EGV ve buharlaştırıcıdır. Isının aktarıldığı su tarafının temel bileşenleri ise su devir daim pompası ve iki adet su deposudur. Bir depoda ısınan su dinlendirilir, diğer depodan ise gaz soğutucuya kararlı bir su akışı sağlanması amaçlanır. Sistemin şematik çizimi Şekil 1' de, Şekil 2'de ise deneysel sistemin kurulum görseli verilmiştir.

Şekil 1'deki şematik çizimden görüldüğü üzere, kompresörün basınçlandığı R744 gaz soğutucuya gelmektedir ve burada ısısını suya aktarmaktadır. Gaz soğutucudaki akış zıt yönlüdür ve gaz soğutucudan çıkan R744 iç ısı değiştiriciye gelmektedir. Burada yine aynı zıt yönlü akış sayesinde ısısını, buharlaştırıcıdan geçen R744 akımına aktarmaktadır. Daha sonra iç ısı değiştiriciden geçen soğutucu akışkan debimetreye gelmektedir. Debimetreden çıkan R744 daha sonra EGV ye ulaşır ve burada basıncı, buharlaştırıcı basıncına düşürülmektedir. EGV den çıkan soğutucu akışkan, buharlaştırıcıya girmektedir ve burada havadan ısı olarak buharlaşmaktadır. Buharlaştırıcıdan çıkan R744, sonra daha öncede bahsedildiği gibi, iç ısı değiştiriciden geçerek kompresöre ulaşmaktadır.

Sistemdeki yüksek basınç sebebiyle çelik bağlantı parçaları tercih edilmiştir. Buharlaştırıcı tarafındaki basıncın görece düşük olması sebebiyle bakır boru bağlantıları kullanılmıştır.

Transkritik R744 çevrimlerinde, gaz soğutucu tarafı için bir optimum basınç değeri vardır. Bu basıncın kontrolü için hem piezo basınç sensörleri ile dijital kayıt yapılmış hem de bir analog manometre ile manuel olarak gözlem yapılmıştır. EGV'nin açıklık değerinin de bu basıncın değişimine etkisi olmaktadır. Bu açıklık dijital olarak kumanda edebilmektedir. EGV bir adım motoruna sahiptir ve sahip olduğu yazılım ile fabrikasyon olarak kalibre edilmiş bir algoritma kullanılarak, EGV'nin açıklık kontrolü gerçekleştirilmiştir. Akışkan sıcaklıkları ölçümü için daldırılmalı, K tipi, mineral izoleli, 1/2 inç dişli bağlantıya ısıl çiftler kullanılmıştır. Sıcaklık ölçümleri, doğrudan akışkanlara temas eden ısıl çiftler ile ölçülmüştür. Basınç ve sıcaklık verileri, bilgisayar ortamında, zamana bağlı olarak kayıt altına alınmıştır. Sistemdeki toplam elektrik enerjisi kullanım değerleri (kompresör, fan ve pompa) bir wattmetre ile ölçülmektedir ve bilgisayarda, zamana bağlı olarak kayıt altına alınmıştır. Sistemdeki hava akımı ise aksel bir fan ile sağlanmıştır. Hava taraındaki sıcaklık değerleri yine K tipi ısıl çiftler ile ölçülmüştür. Hava debisi ise Şekil 3'te gösterilen pitot tüpü ile dijital olarak ölçülmüştür. Tüm ölçüm gereçleri ve hassasiyetleri Çizelge 1'de listelenmiştir.



Şekil 1. Deneysel sistemin şematik çizimi
Figure 1. Schematic drawing of the experimental system

Çizelge 1. Kullanılan ölçüm gereçleri ve hassasiyetleri
Table 1. Measurement devices and their sensitivities

Cihaz	Kullanım Amacı	Hassasiyet
Piezo basınç ölçer	R744 basınç ölçümü	± 0.1 MPa
K tipi ısıl çift	Sıcaklık ölçümü	± 1 °C
Debimetre	R744 debi ölçümü	± 0.5 kg/h
Pitot tüpü	Hava hızı ölçümü	± 4
Türbin tipi debimetre	Su debi ölçümü	± 2.5 FS
Wattmetre	Elektrik enerjisi ölçümü	$\pm 1+5W$



Şekil 2. Deneysel sistemin kurulum ait görsel
Figure 2. Visualization of the setup of the experimental system



Şekil 3. Hava debisi ölçüm sistemi ve pitot tüpü
Figure 3. Air flow measurement image and pitot tube

Her geçen yıl R744'e olan ilgi artmaktadır ve bu ilgi artışı ve gereklilikten dolayı farklı tip ve özelliklerde kompresörler geliştirilmektedir. Günümüzde R744 soğutucu akışkanı için farklı modellerde kompresörler bulmak mümkündür. R744 soğutucu akışkanına uygun olan kompresörler, aşınmaya karşı dayanıklı ve uzun ömürlü tahrik sınıfında yer alırlar. Kompresör için önemli bir parametre olan yağlama sistemi açısından da bünyesinde bulundurdukları pompalı yağlama sayesinde sorunsuzdurlar. Sistem için kullanılan kompresörün görüntüsü ise Şekil 3'te verilmiştir. R744 için geliştirilmiş Sanden marka hermetik bir kompresör kullanılmıştır. Kompresörde sol tarafta basma hattı, en sağda emiş hattı ve ortada servis hattı mevcuttur. Kompresörün hat ağzlarında 8 mm çapında bağlantı boruları yer almaktadır. Sistem kurulumu için sökülebilir bağlantı (dişli bağlantı) tercih edilmiştir. Bu borulara rekorlu nipel parçalar kaynak yöntemi eklenmiştir. Nipelilerin kaynak noktalarının, dişli bağlantılar yapılırken zorlanarak deforme olmaması için

nipel ile zemin arasında bir ankastre parça eklenmiştir. Emme ve basma hattında kullanılan rekorlu hortumların bağlantıları sırasında da sızdırmazlık sağlayabilmek için dişlilere bir bağlantı kuvvetlendirici yapıştırıcı sürülmüştür.



Şekil 3. Hermetik kompresör ve bağlantıları
Figure 3. Hermetic compressor and junctions

Transkritik ısı pompasında yüksek basınçlar görüldüğü için seçilen ekipmanlarında uygunluğu önem arz etmektedir. Sistemin buharlaştırıcısı olarak mikro kanallı ısı değiştirici kullanılması öngörülmüştür. Hava akımının kararlı bir akım hızı ile buharlaştırıcıya ulaşabilmesi için bir hava kanalı imal edilmiştir. Şekil 4'te, imal edilen hava kanalı içindeki buharlaştırıcının görüntüsü verilmiştir. Buharlaştırıcının maksimum işletme basıncı 4.5 MPa, yırtılma basıncı ise 13.4 MPa olarak verilmektedir. Kurulan deneyselsistem için bu basınç seviyelerinin uygun olduğu değerlendirilmiştir. 4.5 MPa çalışma basıncı, R744 için +10 °C doyma sıcaklığına karşılık gelmektedir. Bu değer, transkritik ısı pompaları için uygundur. Mikro kanallı ısı değiştiricinin giriş ve çıkış hatları da kompresörde olduğu gibi dışlı bağlantı yapılmıştır. Hava kanalının içine bir kızak sistemi ile monte edilen buharlaştırıcı, hava akımının kenarlardan sızma ihtimaline karşı yalıtılmıştır. Hava akışı için bir aksenel fan kullanılmıştır. Bu aksenel fanın, hava hızı ölçüm hassasiyetini bozucu türbülans etkilerini gidermek amacıyla, kanal içerisinde akış düzleştirici eklenmiştir.

Sistemde gaz soğutucu olarak bir plakalı ısı değiştirici tasarımı ve imalatı yaptırılmıştır. Bu gaz soğutucu, R744 transkritik çevrimlerindeki basınç seviyesine dayanıklıdır ve paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Sistemdeki en yüksek basınç ısı değiştiricisine ulaşmaktadır. Kullanılan gaz soğutucusu Alfa Laval AXP14-20H-F serisidir. Bu ısı değiştirici içerisinde zıt akım oluşturacak şekilde akışkanların bağlantıları gerçekleştirilmiştir. R744 hatları kaynaklı birleştirme ile su akışı ise dışlı birleştirme ile bağlantılanmıştır. Kaynaklı bağlantı tercih sebebi hem sızdırmazlık hem de güvenlik kriterleri dikkate alınarak tercih edilmiştir.



Şekil 4. Mikro kanallı ısı değiştirici (buharlaştırıcı)
Figure 4. Micro-channel heat exchanger (evaporator)

Çalışmada üretilen iç ısı değiştirici iki farklı çapa sahip borudan oluşmaktadır. Küçük çaplı borudan kompresörü terk eden soğutucu akışkan geçerken, büyük çaplı borudan ise buharlaştırıcıdan çıkan ve kompresöre dönen soğutucu akışkan geçmektedir. Aynı gövdede birleştirilen bu borulardan küçük çaplı olan, büyük boru etrafına sarılmıştır. Borulardaki akış yönleri ters istikamete sahiptir ve akışkanlar birbirine karışman ısı aktarım yapmaktadır. Boru malzemeleri paslanmaz çeliktir. Tüm bağlantılar dışlı birleştirmeye sahiptir. Bu IHX düşük maliyet ve görece yüksek etkinlik kriterleri dikkate alınarak yalın bir formda üretilmiştir. Sisteme monte edilen bu iç ısı değiştiricinin görseli Şekil 5'te verilmiştir.



Şekil 5. İç ısı değiştirici
Figure 5. Internal heat exchanger

2.2. Metot

Deneysel sistem havadan suya ısı aktarımı yapan bir ısı pompası olarak çalıştırılmıştır. Sistem kompresörü kapalı durumda iken 5 MPa basınç değerine kadar gaz yüklemesi yapılmıştır. Daha sonra sistem çalıştırılmıştır ve uygun gaz basınç değerleri elde edilinceye kadar soğutkan yüklemesi süreci devam ettirilmiştir. Sistemin belirli EGV açıklığında, yaklaşık 30'ar dakikalık sürelerle çalışması sağlanmıştır. Böylelikle sistemin kararlı rejime ulaşması sağlanmıştır. Yine su debisi değerleri farklılaştırıldığında 30 dakika rejime girme süresi beklenmiştir. Sistemde dolaşan R744 debisi, her deneyde, sürekli olarak ölçülmüştür ve belirli aralıklarla kayıt altına alınmıştır. Gaz soğutucu çıkışındaki ısınmış su, pompa yardımıyla üst raftaki su tankına gönderilmiştir. Gaz soğutucuya gönderilen su akımı ise alt raftaki su tankından sağlanmıştır. Her iki deponun hacmi, kararlı bir rejimde çalışma gerçekleştirmek için gerekli süre boyunca yeterli su depolama hacmi sunmaktadır. Üst raftaki tankın vanası alt raftaki su seviyesini dengeli tutacak şekilde açık tutulmuştur. Kompresör motor frekansı, hava üfleme fanı devri ve pompa devir değerlerinde değişiklik yapılmamıştır. Çalışma esnasında ölçümler bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Debimetrelerdeki ve wattmetre ile ölçülen değerler, 8-10 dakika aralıklarla, kayıt altına alınmıştır.

Sistemin enerji analizini yapabilmek için bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabuller şöyle listelenebilir;

- Kinetik ve potansiyel enerji terimleri ihmal edilmiştir,
- Sistem bağlantı ekipmanlarındaki basınç ve ısı kayıpları/kazançları ihmal edilmiştir,
- Sistemin sürekli rejim şartlarına ulaştığı öngörülmüştür,
- Çalışma şartlarındaki sıcaklık ve basınç değerleri dikkate alınarak, su için sabit özgül ısı yaklaşımı kullanılmıştır ($c_{su} = 4186 \text{ J/kg.K}$)
- COP_h hesaplamasında sistemin toplam kullandığı elektrik enerjisi kullanılmıştır

$$Q_{gs} = \dot{m}_{su} \cdot c_{su} \cdot \Delta T(su, gs) \quad (1)$$

$$\Delta T(su, gs) = T[10] - T[7] \quad (2)$$

$$COP_h = Q_{gs} / W_T \quad (3)$$

$$W_T = W_k + W_p + W_f \quad (4)$$

Bu denklemlerde COP_h performans katsayısını, W_k kompresörün, W_p pompanın, W_f fanın ve W_T sistemin toplam harcadığı gücü ifade etmektedir.

3. Bulgular

Çalışmaların bu kısmında deney sistemi üzerinde farklı değişkenler üzerinde durularak deneyler yapılmıştır. Bu deneyler esnasında sisteme etkisinin incelendiği parametreler şunlardır;

- Gaz soğutucu su debisi
- Elektronik vana açıklık oranı

Yapılan deneylerde tek bir parametrenin değişiminin sistem çalışmasına etkilerinin anlaşılabilmesi için diğer parametreler sabit değerlerde tutulmuştur.

Hava akış hızı ise 1.1 m/s hızında ölçülmüştür ve tüm deneysel çalışmalarda sabit tutulmuştur ve Şekil 3'te görüldüğü yöntem ile ölçümler kayıt altına alınmıştır.

Deneylerden elde edilen veriler ile COP_h değerleri hesaplanmıştır ve bu sonuçlara dair hata değerlendirilmesinin yapılabilmesi için belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemle göre performans değerindeki maksimum ve minimum hatalar, aşağıdaki denklem aracılığı ile belirlenmiştir. Denklem 5, ölçüm araçlarının hassasiyetleri ve ölçüm parametrelerinin değişik değerleri dikkate alındığında, COP_h için yaklaşık hata değeri ± 2.5 olarak hesaplanmıştır.

$$\frac{W_{COP_h}}{COP_h} = \sqrt{\left(\frac{W_f}{T}\right)^2 + \left(\frac{W_p}{P}\right)^2 + \left(\frac{W_{m,R744}}{\dot{m}_{R744}}\right)^2 + \left(\frac{W_{m,su}}{\dot{m}_{su}}\right)^2 + \left(\frac{W_W}{W}\right)^2} \quad (5)$$

Çizelge 2'de deneysel sistemde ölçüm yapılan sıcaklık noktalarının karşılıkları verilmektedir. 10 farklı noktadan ölçülen sıcaklıklar, sistemin kararlı rejime girme durumunun takibi için de önem arz etmektedir. Çizelge 2'de listelenen her bir sıcaklık noktasında ölçülen değerler, tüm deneyler için Çizelge 4'te verilmiştir.

Çizelge 3'te ise EGV açıklık oranları ile R744 debi değerlerindeki değişim görülmektedir. Yine bu çizelgede ortalama sistem güç kullanımı ve deneylerde kullanılan su debi değerleri de gösterilmektedir.

Çizelge 3 ve 4 beraber yorumlandığında, EGV açıklığındaki azalma, gaz soğutucu basıncında artış, buharlaştırıcı basıncından ise azalmaya sebep olmaktadır. Soğutucu akışkan debisi de buna bağlı olarak değişmektedir. EGV açıklığı azaldıkça soğutucu akışkan debisi de azalır. Çizelge 4'te görülmektedir ki gaz soğutucu basıncı arttıkça kompresör çıkış sıcaklığı da artmaktadır. Bu sayede ısı pompasından elde edilebilecek su sıcaklığı da artış göstermektedir. Fakat bu esnada sistem enerji performansı değişmektedir. Maksimum performans için optimum gaz soğutucu basıncında işletme gerekmektedir. Bu çalışmada, 7. deney dışında gaz soğutucu basıncı optimum değere oldukça yakındır. Çizelge 5'teki COP_h değerinin, 7. deney için düşük olmasının sebebi optimum gaz soğutucu basıncında çalışmamaktır.

Çizelge 2. Deneysel sistemde ölçülen değerler ve gösterimi
Table 2. Values measured in the experimental system and their representation

Değerler	Gösterim
Gaz soğutucuya giren CO ₂ sıcaklığı	T[1]
Gaz soğutucudan çıkan CO ₂ sıcaklığı	T[2]
Buharlaştırıcıya giren CO ₂ sıcaklığı	T[3]
Buharlaştırıcıdan çıkan CO ₂ sıcaklığı	T[4]
Kompresöre giren CO ₂ sıcaklığı	T[5]
Debimetreden çıkan CO ₂ sıcaklığı	T[6]
Sisteme giren soğutucu su sıcaklığı	T[7]
Buharlaştırıcı sonrası havanın çıkış sıcaklığı	T[8]
Buharlaştırıcı öncesi havanın giriş sıcaklığı	T[9]
Gaz soğutucudan çıkan su sıcaklığı	T[10]

Çizelge 5'te elde edilen COP_h değerleri arasında en yüksek değer 2.96 olarak hesaplanmıştır. 5. deney için elde edilen bu değer, sistemin optimum gaz soğutucu basıncına yakın bir yüksek basınca sahip olarak çalıştığı şeklinde yorumlanabilir. Deneysel sistemde gaz soğutucu basıncını değiştiren ek bir tedbir alınmadığı için her deneyde optimum gaz soğutucu basınçlarına ulaşamamıştır. Gaz soğutucu basıncını etkileyen iki ana unsur, gaz şarj miktarı ve EGV açıklığıdır. Gaz soğutucu çıkışına ek bir vana konularak, gaz soğutucu basıncı optimum değerlere çekilebilir. Bu çalışmadaki deneysel sistemin, bu altyapıya sahip olması hedeflenmektedir ve ilerideki çalışmalarda bu sonuçlara da ulaşılacak için araştırmalar gerçekleştirilmesi hedeflenmektedir. Bu çalışmada elde edilen ön sonuçlar, ileride yapılacak çalışmalara yol gösterici nitelikte öncül bulgular sunmaktadır.

Çizelge 3. Deneylerde kaydedilen değerler

Table 3. Values recorded in the experiments

Deney sırası	EGV açıklık oranı	Su debisi (lt/s)	R-744 debisi (kg/dk)	Çekilen güç (W)
1.Deney	% 22	0.0355	0.44	675
2.Deney	% 18	0.04	0.254	674.5
3.Deney	% 14	0.04	0.263	710
4.Deney	% 14	0.053	0.236	715
5.Deney	% 18	0.053	0.331	728
6.Deney	% 22	0.053	0.450	755
7.Deney	% 8	0.061	0.191	752

Çizelge 4. Sıcaklık ve basınç değerleri

Table 4. Temperature and pressure Values

Deney	T[1] °C	T[2] °C	T[3] °C	T[4] °C	T[5] °C	T[6] °C	T[7] °C	T[8] °C	T[9] °C	T[10] °C	Pb (MPa)	Pgs (MPa)
1.Deney	87.4	28	9.71	7.3	15.8	27.1	24.6	13.7	21.9	34.8	2.6	7.1
2.Deney	92.9	28	4.4	17	15.9	27.4	24.9	10.7	21.3	35.5	2.7	7.2
3. Deney	96.3	29.2	-7.9	17.4	16.9	28.1	26.7	13.5	21.2	36.8	2.8	7.2
4.Deney	98.5	30.1	-4.6	18.5	18.6	29.1	28.2	26.1	18.5	37.4	2.9	7.7
5.Deney	96.3	32	-1.6	19	18.4	31.1	29.7	7.5	22.7	39.4	3.1	7.9
6.Deney	85.6	35.4	4.7	18	14.7	34.6	32.3	10.5	22.8	42.2	3.7	7.8
7.Deney	97	34.2	-12.9	22.9	23.3	32.8	32.8	17.6	24.9	39.4	2.3	9.2

\dot{Q}_{gs} , sistemdeki gaz soğutucuda gerçekleşen toplam ısı transferini, W_T ise sistemde kullanılan toplam gücü ifade etmektedir. ΔT (°C) sıcaklık farkını, c_{su} (kJ/kg.°C) su için özgül ısıyı, \dot{m}_{su} (kg/s) ise kütleli debiyi ifade etmektedir. Her bir deneysel çalışmada alına sıcaklıklar, sistemin rejime girdiği andaki değerler olarak alınmıştır. Alınan verilerin işlenmesi ile COP_h değerleri hesaplanmıştır. Çizelge 5 ve 6'da bu COP_h değerlerine ilaveten, gaz soğutucudaki su sıcaklığındaki artışa da yer verilmiştir. Bu değişimlerin 10 °C civarında olduğu görülmektedir. Bu değer bir konut ısıtma uygulamasına uyumludur.

Çizelge 6'da verilen sonuçlar, toplam güç tüketiminin sadece kompresör kapasitesi olarak alındığı durum için geçerlidir. Gerek teorik çalışmalarda gerekse bazı deneysel çalışmalarda yapılan bu kabulün, sistemin genel performansını gösteren sonuçlara ne oranda yansıdığını göstermek için verilmiştir. Yapılan bu basitleştirici kabulün, sebep olabileceği hataya dair bir kanaat, bu iki Çizelge incelenerek anlaşılabilir. Fan ve sirkülasyon

pompasının harcadığı güç 131 W olarak ölçülmüştür. Deneyler boyunca fan ve sirkülasyon pompasında güç artışı ya da azaltımı yapılacak bir değişiklik yapılmamıştır. Sadece kompresör hesaba katılarak yapılan COP_h hesapları Çizelge 6'da gösterilmiştir.

4. Sonuç ve Öneriler

Isı pompası çevrimlerinde hem sentetik hem de doğal akışkanlar kullanmak mümkündür ancak sera gazı etkisi veya ozon tabakasına zarar verme etkisi gibi kriterlerden dolayı bazı gazlar yasaklanmış, bazılarının ise kullanımı sınırlandırılmıştır. Ozon tabakasına zarar vermeyen ama sera gazı etkisi oluşturan soğutucu akışkanlar, günümüzdeki ısı pompalarında çok yoğun olarak kullanılmaktadır. Buna örnek R410A verilebilir. Oldukça yüksek sera etkisine sebep olan R410A, ikili bir karışımdır ve F-Gaz Yönetmeliği kapsamında kullanımının sınırlandırılmasına yönelik tedbirler yer almaktadır. F-gazlar, gelecekte tamamen terk edilecek soğutucu

akışkanlar olarak tanımlanabilir ve hem AB de hem de ülkemizde alternatif çözüm arayışları hız kazanmıştır. Günümüzde ise iklim değişikliği ile mücadele için küresel ısınma potansiyeli düşük ve ozon delme potansiyeli olmayan çözümler üzerine çalışmalar yaygınlaşmaktadır. Bu çalışmada, küresel ısınma potansiyeli 1 olan ve ozon delme potansiyeli 0 olan R744 soğutucu akışkanı tercih edilmiştir.

Sistem elemanları R744 soğutucu akışkanının çalışma aralığı olan yüksek basınçlara göre seçilmiştir ve deneysel sistem kurulurken, bağlantı yerleri de yine bu yüksek basınca karşı sızdırmazlık şartlarına yerine getirecek şekilde yapılmıştır. Sistemde soğutucu akışkan debisi ve su debisi ve EGV için farklı açıklık değerlerinde, 7 farklı durum için sonuçlar elde edilmiştir. Sistem transkritik şartlarda işletilmiştir. Deneysel çalışmalardan alınan sonuçlar, dijital ortama aktarılmış ve sistem performansı incelenmiştir. EGV açıklığının düşük ve su debisinin yüksek olduğu durumlarda, sistemin optimum işletme koşullarından uzaklaştığı görülmüştür ve sistemin güç kullanım değeri artmıştır. Bu durumda COP_h değeri de görece düşük seviyelerde kalmıştır. Yapılan çalışmalarda, sistem performans katsayısının, EGV açıklığının %18 ve su debisinin 0,0355 kg/s olduğu çalışma şartlarında sağlandığı görülmüştür. Literatür ile yapılan kıyaslamalarda, bu deney için optimum gaz soğutucu basıncının 8,03 MPa olacağı belirlenmiştir. 5. deney için gaz soğutucu basıncı 7,9 MPa olarak ölçülmüştür. Bu iki değer birbirine yakın olması, sistemin optimum işletme koşullarına oldukça yakın olduğu anlamına gelmektedir. Bu sebeple sistem performansı maksimum olmaktadır. 7. deney için ise hesaplanan optimum gaz soğutucu basıncı 8,77 MPa iken sistemin işletme basıncının, 9,2 MPa olduğu, Çizelge 4'ten görülmektedir. Bu sebeple sistem performansında bir dramatik düşüş görülmesi anlaşılmaktadır. İlerleyen çalışmalarda, sistemin hem ekserji analizleri hem de optimum işletme koşulları da çalışılması planlanmaktadır.

Havadan suya ısı pompası sisteminin performansının belirlenmesinde, sistemde kullanılan toplam gücün, sadece kompresör gücü olarak hesaba katılmasının da hatalara sebep olduğu bu çalışma sonuçlarından görülmektedir. %21 ila %24 aralığında bir hata oluşabileceği, ilgili Çizelgelerden anlaşılmaktadır. Bu hata, bazı teorik çalışmalarda elde edilen COP_h değerlerinin önemli oranda hatalı olabileceğine işaret etmektedir. Sistem enerji performansı belirlenirken, sistemin tüm güç kullanımı hesaba katılmalıdır.

Bu çalışma sonucunda görülmektedir ki IHX kullanılan, tek kademeli transkritik R744 ısı pompalarının enerji performansı, günümüzdeki ısı pompalarının performansı ile rekabet edebilecek seviyelerdedir. Soğutucu akışkan değişikliklerinin yaşandığı günümüzde, doğal ve sürdürülebilir bir soğutucu akışkan olan R744'ün, ısıtma amaçlı uygulamalarda tercih edilebilir. Ülkemiz ve dünya genelinde, soğutucu akışkan kullanımına dair yaşanan kısıtlamalara ve yasaklamalara, doğal soğutucu akışkan tercihi yapılarak, enerji performansında kayda değer bir değişim olmadan uyum sağlamak mümkündür. Böylelikle doğrudan emisyon azaltımı elde edilirken, enerji kullanımı kaynaklı, dolaylı emisyonunda da kayda değer bir artışa sebep olunmayacağı ifade edilebilir. Özellikle sentetik soğutucu akışkanların, özellikle de F-Gazların ithalat yolu temin edildiği ülkeler için doğal soğutucu akışkan tercihinin ekonomik kazanımları da anlamlı olacaktır. Ülkemiz açısından R744 veya R717 gibi doğal ve sürdürülebilir soğutucu akışkan tercihlerinin, bu geçiş sürecinde önemli bir fırsattır. Bu soğutucu akışkanlara uyumlu sistem bileşenlerinin geliştirilmesine önem verilerek, önemli bir dışa bağımlılığa azalma elde edilebilir. Transkritik sistemlerde enerji etkin diğer çözümlerinde ısı pompalarına uygulanması, ısı pompası gibi temiz enerji çözümlerini daha da çevreci bir kimliğe kavuşturacaktır.

Çizelge 5. Deneylerin COP_h hesabı

Table 5. COP_h calculation of experiments

Deneyler	\dot{m}_{su} (kg/s)	c_{su} (J/kg.°C)	T[10] (°C)	T[7] (°C)	ΔT (°C)	\dot{Q}_{gs} (j/s)	W (j/s)	COP _h
1.Deney	0.036	4186	34.8	24.6	10.2	1516	675	2.25
2.Deney	0.041	4186	35.5	24.9	10.6	1819	674.5	2.70
3.Deney	0.041	4186	36.8	26.7	10.1	1733	710	2.44
4.Deney	0.053	4186	37.4	28.2	9.2	2041	715	2.85
5.Deney	0.053	4186	39.4	29.7	9.7	2152	728	2.96
6.Deney	0.053	4186	42.2	32.3	9.9	2196	755	2.91
7.Deney	0.061	4186	39.4	32.8	6.6	1685	752	2.24

Çizelge 6. Sadece kompresör güç tüketimi ile COP hesapları

Table 6. COP_h calculations with compressor power consumption only

Deneyler	\dot{m}_{su} (kg/s)	c_{su} (j/kg.°C)	T[10] (°C)	T[7] (°C)	ΔT (°C)	\dot{Q}_{gs} (W)	W _T (W)	COP _h
1.Deney	0.036	4186	34.8	24.6	10.2	1516	544	2.79
2.Deney	0.041	4186	35.5	24.9	10.6	1819	543.5	3.35
3.Deney	0.041	4186	36.8	26.7	10.1	1733	579	2.99
4.Deney	0.053	4186	37.4	28.2	9.2	2041	584	3.50
5.Deney	0.053	4186	39.4	29.7	9.7	2152	597	3.60
6.Deney	0.053	4186	42.2	32.3	9.9	2196	624	3.52
7.Deney	0.061	4186	39.4	32.8	6.6	1685	621	2.71

5. Teşekkür

Bu çalışma, Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimin tarafından 2021-YL1-0121 numaralı BAP Projesi tarafından desteklenmiştir.

Çıkar Çatışması Beyanı

Makale yazarları aralarında herhangi bir çıkar çatışması olmadığını beyan ederler.

Araştırmacıların Katkı Oranı Beyanı

Yazarlar makaleye eşit oranda katkı sağlamış olduklarını beyan ederler.

6. Kaynaklar

- Bayrakçı, H., Özgür, A. E., & Akdağ, A. E. (2015). Aynı soğutma yükü için CO₂'li ısı pompalarının enerji sarfiyatlarının karşılaştırılması. *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 33-38.
- Cao, F., Ye, Z., & Wang, Y. (2020). Experimental investigation on the influence of internal heat exchanger in a transcritical CO₂ heat pump water heater. *Applied Thermal Engineering*, 28(168), 114855. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114855>
- Çengel, Y. A., & Boles, M.A., (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, Literatür Yayıncılık.
- Emani, M. S., & Mandal, B. K. (2018). The use of natural refrigerants in refrigeration and air conditioning systems: A review. *IOP*

- Conference Series: Materials Science and Engineering*, 377(1), 012064. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/377/1/012064>
- Kasap, F., Acül, H., Canbaz, H., & Erbil, S. (2011). R744 (CO₂) soğutucu akışkanlı soğutma sistemleri, kanatlı borulu R744 (CO₂) evaporatör ve gaz soğutucu tasarımı esasları. *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 369-389.
- Kim, M. H., Pettersen, J., & Bullard, C. W. (2004). Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30(2), 119-174. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.09.002>
- Oton-Martinez, R. A., Illan-Gomez, F., Garcia-Cascales, J., Velasco, F. J. S., & Haddouche, M. R. (2022). Impact of an internal heat exchanger on a transcritical CO₂ heat pump under optimal pressure conditions. Optimal-pressure performance of CO₂ heat pump with IHX. *Applied Thermal Engineering*, 215, 118991. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118991>
- Qin, X., Wang, D., Jin, Z., Wang, J., Zhang, G., & Li, H. (2021). A comprehensive investigation on the effect of internal heat exchanger based on a novel evaluation method in the transcritical CO₂ heat pump system. *Renewable Energy*, 26(178), 574-586. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.06.082>
- Rony, R. U., Yang, H., Krishnan, S., & Song, J. (2019). Recent advances in transcritical CO₂ (R744) heat pump system: A review. *Energies*, 12(3), 457. <https://doi.org/10.3390/en12030457>
- Wang, Y., Ye, Z., Yin, X., Song, Y., & Cao, F. (2021). Energy, exergy and exergoeconomic evaluation of the air source transcritical CO₂ heat pump with internal heat exchanger for space heating. *International Journal of Refrigeration*, 29(130), 14-26. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.06.028>
- Zhang, X. R., Yamaguchi, H., Fujima, K., Enomoto, M., & Sawada, N. (2006). Study of solar energy powered transcritical cycle using supercritical carbon dioxide. *International Journal of Energy Research*, 30(14), 1117-1129. <https://doi.org/10.1002/er.1201>