

CO₂ Soğutucu Akışkanı İle Çalışan Transkritik Bir Isı Pompası Sisteminin Farklı Basınçlarda Termodinamik Analizi

Ahmet ELBİR¹, Hilmi Cenk BAYRAKÇI², Arif Emre ÖZGÜR¹, Özdemir DENİZ¹

¹Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Isparta, Türkiye, (ORCID: 0000-0001-8934-7665)

²Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Mekatronik Mühendisliği Bölümü, Isparta, Türkiye, (ORCID: 0000-0001-5064-7310), cenkbayrakci@isparta.edu.tr

¹Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Isparta, Türkiye, (ORCID: 0000-0001-6382-5462), emreozgur@isparta.edu.tr

¹Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü, Isparta, Türkiye, (ORCID: 0000-0002-8168-9668), ozdemirdeniz@isparta.edu.tr

(İlk Geliş Tarihi 10.06.2021 ve Kabul Tarihi 13.01.2022)

(DOI: 10.35354/tbed.950404)

ATIF/REFERENCE: Elbir, A., Bayrakçı, H. C., Özgür, A.E., Deniz, Ö. (2022). CO₂ Soğutucu Akışkanı ile Çalışan Transkritik Bir Isı Pompası Sisteminin Farklı Basınçlarda Termodinamik Analizi. *Teknik Bilimler Dergisi*, 12 (1), 24-32.

Öz

Transkritik bir çalışma sisteminin deneysel olarak çalışılması sonucunda alınan sonuçlar sunulmuştur. Tek kademeli olarak ve basınç değerleri önceki çalışmalara göre daha da artırılarak çalıştırılmıştır; 75 bar gaz soğutucu basıncının 100 bar gaz soğutucu basıncına çıkarıldığında ve sudan suya soğutma sağlayan suyun kütleli debisini artırılması ile aynı sistemde deney sonuçlarının termodinamik kurallara göre nasıl değişeceği ve hangi unsurlarla değişim göstereceği grafiklerle ve resimler ile sunulmuştur. Birinci deneyde 75 bar gaz soğutucu basıncında, ikinci sistemde 100 bar gaz soğutucu basıncında çalıştırılarak adlandırılmıştır. Gaz soğutucu basıncının %33, buna karşılık evaporatör basıncının da %57 artması ile sistemde değişimler incelenmiştir. COP_{istm} değerine %148 bir artış getirmiş, toplam ekserji kaybı % 3.2 artmış ve kütleli su soğutma debisi %100 artmıştır. Vanadaki basınç değişimleri ekserji verimini %10,3 arttırmıştır. Soğutucu akışkan kütleli %95,2'lik artış kompresörün elektrik tüketimini %24,4 arttırmıştır. Kompresörün izentropik verimi ve kılcal borunun ekserji verimi basıncın artması ile %10 artmıştır.

Anahtar Kelimeler: CO₂, Isı Pompası, Transkritik, Kılcal boru, Enerji analizi

Thermodynamic Analysis of a Transcritical Heat Pump System Working With CO₂ Refrigerant at Different Pressures

Abstract

The results obtained as a result of experimental study of a transcritical study system are presented. It was operated in a single stage and with increased pressure values compared to previous studies; When 75 bar gas cooler pressure is increased to 100 bar gas cooler pressure and by increasing the mass flow of water that provides cooling from water to water, how the test results will change according to thermodynamic rules and with what elements will change in the same system are presented with graphics and pictures. In the first experiment, 75 bar gas cooler pressure, in the second system 100 bar gas cooler pressure was named. The changes in the system were investigated, with a 33% increase in gas refrigerant pressure and 57% increase in evaporator pressure. It brought a 148% increase to the COP_{istm} value, the total exergy loss increased by 3.2% and the mass water cooling flow rate increased by 100%. Pressure variations in the valve increased the exergy efficiency by 10.3%. The increase of 95.2% in the refrigerant mass increased the electricity consumption of the compressor by 24.4%. The isentropic efficiency of the compressor and the exergy efficiency of the capillary tube increased 10% with the increase in pressure.

Keywords: CO₂, Heat Pump, Transcrit, Capillary tube, Energy analysis

1. Giriş

Isı pompalarında son yıllarda görülen en büyük gelişme, bu sistemlerde çevre dostu soğutucu akışkanların kullanılması ve bu akışkanlar için geliştirilen bileşenler ile yeni oluşturulan sistemlerdir. Özellikle CO₂ kullanılan ısı pompası sistemlerinde yüksek basınca dayanıklı ekipmanların kullanılması, hem sistem hem de insan sağlığı açısından önemlidir. Kritik üstü çalışmalarda yüksek basınçlara çıkıldığı için, bu basınçlara dayanıklı özel ekipmanlar kullanılması kaçınılmazdır. Isı pompalarında ve soğutma sistemlerinde CO₂'in soğutucu akışkan olarak kullanılması, alternatif bir çözüm olarak kabul görmüştür. Bu sistemlerin, enerji etkin bir çözüm olması için araştırma süreçleri yoğun olarak gerçekleştirilmektedir. Yenilikçi ürünlerde, doğal akışkanlı sistemlerin yer aldığı da görülmektedir. CO₂ soğutmalı ısı pompaları ve soğutma çevrimlerinin gaz soğutucuları, kritik üstü sıcaklıklarda ısı atımı gerçekleştirmektedir. Gaz soğutucudan ısı enerjisi yüksek nitelikli olarak kabul edilebilir ve eş zamanlı ısıtma/soğutma uygulamaları gerçekleştirilebilir. CO₂ akımından faydalanılmalıdır. Gelecekte tüm akışkanların seçiminde, çevre dostu, insan sağlığına zarar vermeyen ve kolay bulunabilirlik kriterleri göz önünde bulundurulacaktır.

Literatürdeki bazı çalışmalara bakıldığında ise; Transkritik CO₂ ısı pompası ünitesinin termal özelliklerinin Wang ark. (2020) tarafından deneysel incelenmesi yapılan çalışmalarında, soğutucu akışkan şarjının, sistem performansının optimize edilmesinde önemli bir rol oynadığı söylenmiştir. [1]. Adyabatik kılcal borular için kütle akış hızı tahminleri üzerinde yüzeysel etkisini incelemişlerdir. Yüzeysel pürüzlülüğünü değiştirmenin etkisinin CO₂ için R600a'ya göre yaklaşık 2.5 kat daha belirgin olduğunu söylemişlerdir. Her iki soğutucu için de kütle akış hızının, düz kapiler tüp için sarmal tüpe göre biraz daha fazla olduğunu vurgulamışlardır [2]. Transkritik CO₂ ısı pompalı bir su ısıtıcısında dahili eşanjörün etkisi Cao ve ark. (2020) tarafından incelenmiştir. Isı eşanjörü kullanılan sistemde tahliye basıncının azaldığı gözlemlenmiş ve bu azalmanın ortam sıcaklığının düşmesi ile giriş sıcaklığının azalması, su çıkış sıcaklığının artması ile yükseldiğini söylemişlerdir [3]. Transkritik Bir CO₂ soğutmasının Optimum Çalışma Koşullarını deneysel olarak inceleyen Andrés ve ark. (2020) çalışmalarında, optimum basıncı ve aşırı soğutmayı belirlemek için, sadece buharlaşma seviyesinin ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığının bir fonksiyonu olarak iki genel ifade belirtmiştir. [4]. Optimal tahliye basıncı altında gaz soğutucunun ısı transferi üzerine Qin ve ark. (2020) deneysel ve sayısal incelemede bulunmuşlardır. [5]. CO₂ transkritik sistemi için düz ve sarmal bir kılcal boru üzerinde karşılaştırmalı çalışmayı Jadhav ve ark. (2020) incelemişlerdir. Gaz soğutucu basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığı ve gaz soğutucu sıcaklığı gibi çeşitli çalışma faktörlerinin etkisi de değerlendirilmiştir [6]. Modifiye edilmiş CO₂ transkritik soğutma çevrimlerinin enerji ve ekserjetik analizlerini Patil ve ark. (2020) ele almışlardır. Gaz soğutucu sıcaklıklarının ve evaporatör sıcaklıklarının sistem performansı ve optimum gaz soğutucu basıncı üzerindeki etkisini incelemişlerdir [7]. CO₂ Isı Pompası ile çalışan su ısıtıcılarının, optimum ısı tahliye basıncının bir koralasyonda gaz soğutucuya giriş ve çıkış su sıcaklıkları Chen (2019) tarafından incelenmiş, evaporatördeki soğutucu gazın sıcaklığı, aşırı kızdırma, sıkıştırma sıcaklık farkı ve kompresörün izentropik verimi dâhilinde korelasyon üzerinde geliştirilmiştir [8]. CO₂ Isı Pompası Su Isıtıcısının Performans Optimizasyonu Nawaz ve ark. (2018) tarafından incelenmiştir. Su besleme sıcaklığı, su sirkülasyon hızı

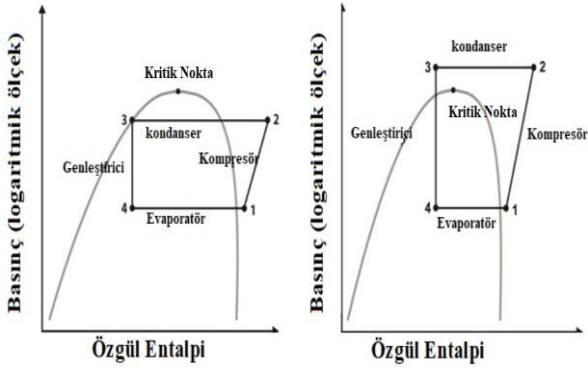
ve kondenser sıcaklık değişkenleri gibi faktörlerin dikkate alındığı bir parametrik analiz yapmak için kullanılmıştır. [9]. Transkritik CO₂ basit soğutma çevrimi ve kombine Güç Çevrimi Sahu ve ark. (2017) tarafından yapılan parametrik bir çalışmada, Evaporatör sıcaklığı, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı, gaz ısıtıcı basıncı ve türbin giriş sıcaklığı gibi çeşitli parametrelerin performans katsayısı (COP) ve ikinci yasa verimliliği üzerindeki etkisi araştırılmıştır.[10]. Su Kaynaklı Transkritik CO₂ ısı pompası su ısıtıcısının performansı üzerine Liu ve ark (2017) deneysel çalışma yapmışlardır. Musluk suyunun akış oranına ve suyun kaynak sıcaklığına pozitif şekilde bağlı olduğu söylenmiş, ek olarak musluk suyu akış oranının, maksimum ısıtma kapasitesinde önemsiz derecede etkiye sahip olduğu ve ısıtma kapasitesini büyük oranda arttırdığı belirtilmiştir [11]. CO₂ Soğutmalı transkritik soğutma çevrimlerinde Optimum Gaz Soğutucu Basıncı ve literatürdeki optimum basınç denklemlerinin karşılaştırılması Özgür (2014) tarafından incelenmiştir. Bu çalışmada, Optimum gaz soğutucu basıncının önemi ve hangi sistem parametrelerine bağlı olduğu ifade edilmiştir.[12]. Kompakt tüp içinde tüp ısı eşanjörleri kullanan kritik ötesi CO₂ su – su ısı pompasının deneysel bir çalışması Jiang ve ark. (2013) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmaya göre, kompresör tahliye basıncı ve sıcaklığı, gaz soğutucunun çıkış suyu sıcaklığından etkilenir ve daha yüksek çıkış suyu sıcaklığı, daha yüksek tahliye basıncı ve sıcaklığını gerektirmektedir. [13]. Transkritik CO₂ ısı pompası sisteminin modellenmesi ve simüle edilmesi Yang ve ark. (2010) tarafından yapılmıştır. Soğutma suyu için, giriş sıcaklığını ve kütle akış oranını arttırmanın sistem performansını arttırmak için elverişli olduğu, optimum ısı tahliye basıncının ise çok fazla değişmediği vurgulanmıştır.[14]. Eşzamanlı su soğutma ve ısıtma için transkritik CO₂ ısı pompasının deneysel incelenmesi Sarkar ve ark. (2010) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada, buharlaştırıcı ve gaz soğutucu için çeşitli kütle akış hızları, su giriş sıcaklıkları ve çıkış sıcaklıkları için sistem performansı incelemişlerdir [15]. Transkritik CO₂ soğutma çevrimleri için optimum yüksek basıncının belirlenmesi Kauf (1999) tarafından incelenmiştir. CO₂'li sistemlerde COP'un yüksek basınçtan etkilendiği belirtilmiş ve belirli çalışma sıcaklık ve basınç aralıklarında en optimum basınç grafiksel bir modelleme ile sunulmuştur [16].

2. Transkritik Çevrim

Günümüzde kullanılan soğutucu akışkanlar yüksek kritik sıcaklıklara sahiptir, ancak sıklıkla kullandığımız bazı akışkanların kritik sıcaklıkları ise (örneğin R404A 72 °C, R410A 72.13 °C ve R407c 86.74 °C gibi) karbondioksitin kritik sıcaklığından (R744 31 °C) yüksektir. Örneğin R134a için kritik sıcaklık 101.1 °C'dir, bunun anlamı yoğunlaşma yanı sistemden ısı atımının 101.1 °C' de olabileceğidir. Bu sıcaklık, neredeyse tüm soğutma uygulama için atmosfere ısı atımı için gerekli olan sıcaklıktan daha yüksektir. Bu da, R744 için yoğunlaşma ile ısı atımı işleminin sadece 31 °C'ye kadar sıcaklıklarda olabileceği anlamına gelir. Bu sıcaklık, birçok soğutma uygulaması için atmosfere ısıyı tahliye için gerekli olandan çok daha düşüktür. Isı eşanjöründe gerekli sıcaklık farkına bakıldığında, yoğunlaşmaya dayalı bir ısı tahliye işlemi için pratik bir üst sınır, kritik sıcaklığın 5 ila 10 K üzerindeki sıcaklıklarda sağlanır. Birçok soğutma uygulaması için, ortam sıcaklığı 25°C'yi aşacak ve böylece karbondioksiti yoğunlaştıracak ve ısı atımı neredeyse imkânsız hale gelecektir. Bu, uygulamalarda karbondioksitin soğutucu olarak kullanılamayacağı anlamına gelmez. Karbondioksit bu uygulamalar için bir soğutucu olarak kullanılabilir, ancak bu

uygulamalardan gelen ısı atımı işlemi yoğuşmadan farklı bir işleme dayanmalıdır [18].

Şekil 1’de iki soğutma çevrim işlemini görülmektedir; işlemin tüm kısımlarındaki basıncın kritik basıncın altında tutulduğu ve ısıyı reddetme işlemi sırasındaki basıncın kritik basıncın üzerinde tutulduğu bir yerdir. Birinci çevrim işleminin tüm kısımlarındaki basınç, kritik basıncın altında olduğu için böyle bir işlem “subkritik çevrim” olarak adlandırılır. Subkritik çevrim süreci, bilinen geleneksel soğutma çevrimi sürecidir. Çevrim işleminin parçaları kritik noktanın üzerindeki basınçlarda ve kritik basıncın altındaki diğer kısımlarda gerçekleştiğinde, çevrim sürecine “transkritik çevrim” işlemi denir. İşlemleri ve bileşenleri tanımlamak için kullanılan tanım, ısı atımı parçaları haricinde, iki çevrim işlemi için hemen hemen aynıdır. Transkritik çevrim sürecinde, ısı tahliyesi kritik noktaların üzerindeki basınçlarda ve sıcaklıklarda gerçekleşir. Akışkan bölgesindeki durum sıklıkla bir gaz durumu olarak ifade edilir. Transkritik çevrim işleminde ısı tahliyesi, gaz soğutması işlemidir ve bunu gerçekleştiren ise gaz soğutucusu olarak adlandırılır [18].

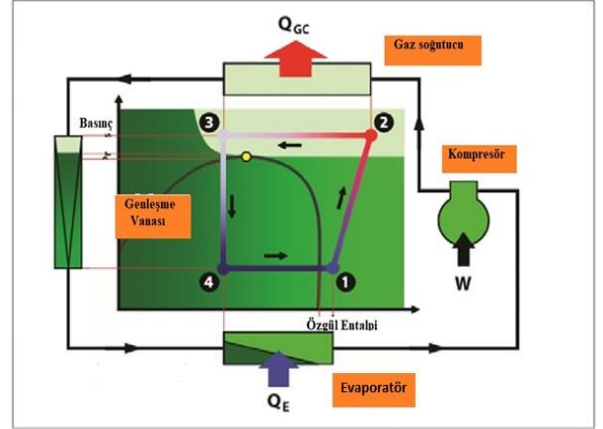


Şekil 1. Subkritik ve transkritik soğutma çevrim süreçleri

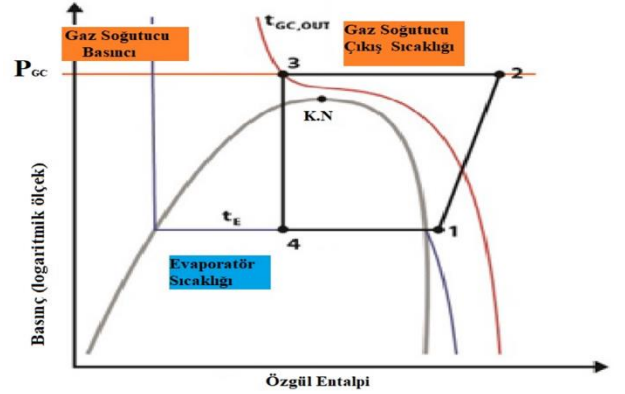
Şekil 2’de basit bir tek kademeli transkritik çevrim işlemine sahip basınç entalpi diyagramı sistem üzerinde gösterilmektedir. Kritik nokta, resimde sarı bir nokta ile işaretlenmiştir. Yeşil ve koyu yeşil renkler ise aralarındaki fazları ve geçişleri belirtmek için kullanılmıştır. Süperkritik sıvı bölge (gaz) ise açık yeşil renktedir. Sistem bileşenleri dâhil edildikten sonra bunların içinden geçerken soğutucu akışkanın durum değişikliğine göre renklendirilmiştir.

Transkritik çevrim süreci, 1 ile 2 arasındaki durumdan bir kompresör yardımı ile sıkıştırma işlemiyle başlar. Bu işlem sırasında, sıcaklık önemli ölçüde artar ve karbondioksit için 130°C’lik bir seviyeye ulaşabilir. 2’den 3’e kadar olan ısı tahliye sürecinde, kritik noktanın üzerinde sabit bir basınçta işlem meydana gelir. Bu işlem sırasındaki sıcaklık sürekli olarak giriş sıcaklığından (durum noktası 2’de) çıkış sıcaklığına (durum noktası 3) değişir. 3 noktasından 4’e kadar olan genişleme süreci, sabit entalpide meydana gelir. Giriş koşulu süper kritiktir (kritik noktanın üstünde) ve çıkış iki fazlıdır (sıvı ve buhar karışımı). 4 noktasından 1’e kadar olan kısımda ısı emme işlemi (buharlaşma) sabit basınçta ve buharlaşma kısmı da sabit sıcaklıkta gerçekleşir. Çıkış tarafı (kompresör giriş tarafı) biraz fazla ısınmış olur. Isı ve iş akışı, oklarla şekilde işaretlenmiştir. Evaporatör ısı transfer hızı Q_E ve kompresör güç tüketimi W ’dir. Gaz soğutucusundaki ısı transfer hızı Q_{GC} ’dir ve ideal olarak enerji dengesi $Q_{GC} = Q_E + W$ değerini verir.

Transkritik bir soğutma çevriminin çalışma koşullarının belirtilmesi, subkritik çevrim işlemlerinden farklıdır. Subkritik prosesler için, normalde sadece buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarını belirtmek gerekir ve daha fazla ayrıntıya ihtiyaç duyulduğunda ayrıca süper ısıtma ve alt soğutma gereklidir [18].



Şekil 2. Transkritik çevrim süreci ve ana sistem bileşenleri [18]



Şekil 3. Transkritik soğutma (ya da ısı pompası) döngüsü süreci için basınç entalpi diyagramı [18].

Şekil 3 basit bir transkritik çevrim sürecinde basınç-entalpi diyagramını göstermektedir. Buharlaşma işleminin belirtilmesi, subkritik işlemlerde olduğu gibi, buharlaşma sıcaklığı ve aşırı ısınma kullanılarak yapılır. Şekil 4’te, t_E işaretli izoterm buharlaşma sıcaklığını temsil etmektedir. Transkritik çevrim süreci için, yoğuşma süreci yoktur ve sonuç olarak yoğuşma sıcaklığı ve alt soğutma koşulları geçerli değildir. Bunun yerine, gaz soğutucusunun çıkış durumu (durum noktası 3) doğrudan sıcaklık ve basınç kullanılarak belirtilmelidir. Şekil 4’te $t_{GC, OUT}$ etiketli izoterm ısı tahliyesinden sonra soğutucu akışkan sıcaklığını temsil eder. $T_{GC, OUT}$ nin belirlenmesine ek olarak, gaz soğutucu basıncı P_{GC} de belirtilmelidir. İzoterm $t_{GC, OUT}$ ve izobar P_{GC} arasındaki kesişme çıkış durumunu belirler (durum noktası 3). Bir CO₂’li ısı pompası aşağıdaki ana bileşenlerden oluşmaktadır [18].

3. Kabuller Ve Denklemler

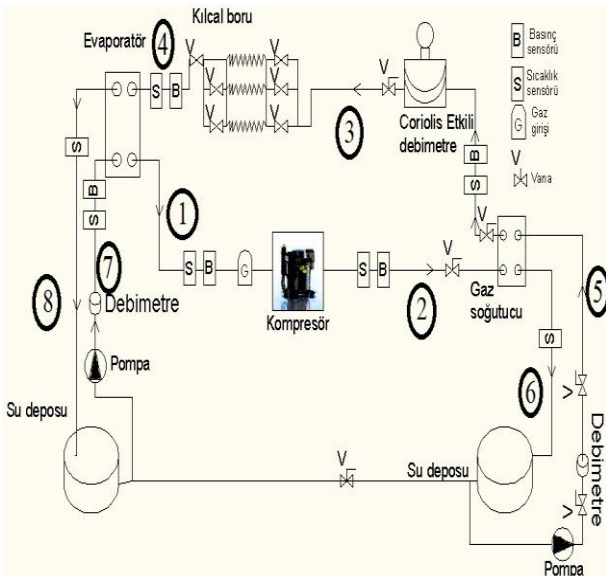
Termodinamiğin ikinci yasası, enerjinin niceliğinin yanı sıra niteliğinin de incelendiği için genellikle enerji analizlerinde güvenilir sonuçlar verdiği aşikârdır. Enerjinin tasarruflu kullanımın artması ise ekserji kavramına geçişle mümkün kılınmıştır. Ekserji analizinin temel amacı, enerjinin en etkin bir

şekilde kullanılması ve kayıpların nerede ve nasıl gerçekleştiğini sistem bileşenleri üzerinde görebilmemizdir.

- Sistemin termodinamik analizi yapılırken aşağıdaki varsayımlar dikkate alınmıştır.
- Sistem içinde saf madde kullanılmıştır.
- Kompresördeki sıkıştırma adyabatik olarak gerçekleşmiştir.
- Sistem bileşenleri arasındaki borular iyi yalıtılmış ve buharlaştırıcı ve gaz soğutucudan olan iç ve dış nedenlerle kayıp olan ısı transferi ihmal edilmiştir.
- Sistem bileşenlerindeki ve boru hattı üzerindeki basınç düşüşleri ve ısı transferi süreci de ihmal edilmiştir.
- Evaporatör ve gaz soğutucu olarak kullanılan eşanjörler karşıt akışlıdır.
- Sistem performansı sabit ve düzenli olarak kabul edilmiştir.
- Kılcal borudaki basınç düşürme işlemi boyunca entalpinin sabit olduğu kabul edilmiştir.
- Sisteme verilen güç 50 Hz, gerilim ise 220 voltur.
- Watt metrede gösterilen elektriksel güç, sirkülasyon pompaları dahil edilerek ölçülmüştür.
- Yerçekimi potansiyel enerjisi ve kinetik enerji dikkate alınmamıştır.
- Sistemde dış çapı 2.00mm ve 2.40m olan kılcal boru spiral olarak sarılmıştır.

Deney sisteminin kurulması için gerekli araç ve gereçler temin edildikten sonra sistemin yüksek basınçta dayanıklılık testleri yapılmış ve sistemdeki kaçakların tespit aşaması tamamlanmıştır. Sistem içinde oluşan nemin giderilmesi için sistem vakumlanmış ve vakum altında bekletilmiştir. Son olarak, sisteme kademeli olarak gaz basılarak sistem hazır hale getirilmiş ve sistemde kullanılan Danfoss firmasının cihazlarının yazılımları ile eşleştirme yapılarak, ölçüm için kullanılan bilgisayara kurulmuştur. Elde edilen sonuçlar bilgisayarda kayıt edilmiş ve Danfoss markalı cihazlar için Store View Desktop, sistemin enerji ve ekserji analizleri için EES mühendislik yazılım programları kullanılmıştır [20].

Şekil 4 de termodinamik analizi yapılan sistemin şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 4. Termodinamik analizi yapılan deney sistemi

Sistemdeki enerjinin ne kadar verimli kullanıldığı ise COP (performans kat sayısı) hesabı ile belirlenir ve sırasıyla denklem 1’de COP ısıtma, Denklem 2’de ise COP soğutma denklemleri verilmiştir.

$$COP_{stm} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{W_{comp}} \quad (1)$$

$$COP_{istm} = \frac{\dot{Q}_{gs}}{W_{comp}} \quad (2)$$

Ekserji analizinin temel amacı, enerjinin en etkin bir şekilde kullanılması ve kayıpların nerede ve nasıl gerçekleştiğini sistem bileşenleri üzerinde görebilmemizdir.. Sırasıyla, saf maddenin ekserji analizi denklem 3’de;

$$ex=(h-h_0)-T_0(s-s_0) \quad (3)$$

Bileşenler için toplam ekserji yıkımları denklem 4’de ;

$$\dot{E}x = \dot{m} * ex \quad (4)$$

Toplam sistemin ekserji yıkımı denklem 5’de;

$$\dot{E}x_{toplam\ yıkım} = W_{comp} - \dot{E}x_{evap} \quad (5)$$

Veya denklem 6’da;

$$\dot{E}x_{toplam\ yıkım} = \dot{E}x_{comp.} + \dot{E}x_{gs} + \dot{E}x_{vana} + \dot{E}x_{evap} \quad (6)$$

Genel ekserji verimliliği Denklem 7’de;

$$\psi = \frac{\text{Sistemden Elde Edilen Ekserji}}{\text{Sisteme Sağlanan Ekserji}} \quad (7)$$

Soğutma için ekserjetik verim Denklem 8’de;

$$\psi_{II. stm. ekserji verimi} = \frac{\dot{E}x_{evap}}{W_{comp}} \quad (8)$$

Isıtma ekserjetik verimi Denklem 9’da;

$$\psi_{II. istm. ekserji verimi} = \frac{\dot{E}x_{gs}}{W_{comp}} \quad (9)$$

Soğutma için ısıtma ekserjetik performans katsayısı Denklem 10’da;

$$EPC_{istm} = \frac{\psi_{II. istm. ekserji verimi}}{(1-\psi_{II. istm. ekserji verimi})} \quad (10)$$

Isıtma için genel ekserjetik performans katsayısı Denklem 11’de verilmiştir.

$$EPC_{istma} = \frac{\psi_{II. istm. ekserji verimi}}{(1-\psi_{II. istm. ekserji verimi})} \quad (11)$$

Sistemdeki sıcaklık değerleri T (K) ile gösterilen, denklem (2) evaporatördeki ve gaz soğutucudaki anlık sıcaklık değerleri $T_{anlık}$ sıcaklık denklem 12'den hesaplanmış sıcaklık değerleridir. Sistemde dolaşan karbondioksit gazı ve soğutma suyu için de ayrı ayrı hesaplanmıştır. Tablo 1'de verilmiştir.

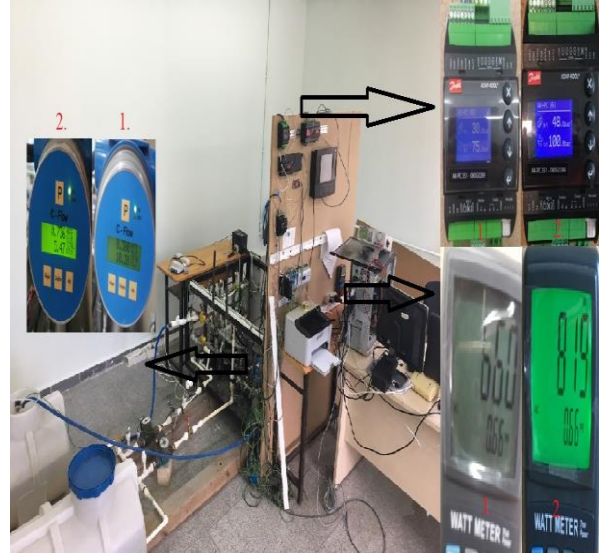
$$T_{anlık} = \frac{h_1 - h_2}{s_1 - s_2} \quad (12)$$

Tablo 1 de sistem parçalarının kapalı çevrimde termodinamik denklemleri tablo halin de gösterimi sunulmuştur.

Tablo 1. Sistem parçalarının kapalı çevrimde termodinamik denklemleri tablo halinde gösterimi

Kısımlar:	Kompresör	Gaz Soğutucu	Genleşme Vanası	Evaporatör
Kütle Dengesi	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{CO_2}$	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{CO_2}$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{H_2O,GS}$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{CO_2}$	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{CO_2}$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{H_2O,EV}$
Enerji Dengesi	$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{CO_2}(h_2 - h_1)$	$\dot{Q}_{gs} = \dot{m}_{CO_2}(h_3 - h_2)$ $\dot{Q}_{gs} = \dot{m}_{H_2O}c_{pH_2O}(T_6 - T_5)$	$h_3 = h_4$	$\dot{Q}_e = \dot{m}_{CO_2}(h_3 - h_2)$ $\dot{Q}_e = \dot{m}_{H_2O}c_{pH_2O}(T_7 - T_8)$
Entropi Dengesi	$\dot{S}_{irt,k} = \dot{m}_{CO_2}(s_2 - s_1)$	$\dot{S}_{irt,gs} = \dot{m}_{CO_2}(s_3 - s_2) + \dot{m}_{H_2O}(s_6 - s_5)$	$\dot{S}_{irt,v} = \dot{m}_{CO_2}(s_4 - s_3)$	$\dot{S}_{irt,e} = \dot{m}_{CO_2}(s_7 - s_6) + \dot{m}_{CO_2}(s_1 - s_4)$
Ekserji Dengesi	$\dot{E}_{x,y,k} = \dot{m}_{CO_2}(ex_1 - ex_2) + W_k$	$\dot{E}_{x,y,gs} = \dot{m}_{CO_2}(ex_2 - ex_3) + \dot{m}_{H_2O}(ex_5 - ex_6)$	$\dot{E}_{x,y,v} = \dot{m}_{CO_2}(ex_3 - ex_4)$	$\dot{E}_{x,y,e} = \dot{m}_{CO_2}(ex_4 - ex_1) + \dot{m}_{H_2O}(ex_7 - ex_8)$
Giren Ekserji	$ex_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)$	$ex_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)$ $ex_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0)$	$ex_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)$	$ex_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)$ $ex_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0)$
Çıkan Ekserji	$ex_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)$	$ex_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)$ $ex_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0)$	$ex_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)$	$ex_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)$ $ex_8 = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0)$
Ekserji Verimi	$\psi = \frac{\dot{m}_{CO_2}(ex_2 - ex_1)}{\dot{W}_{komp}}$	$\psi = \frac{\dot{m}_{H_2O}(ex_6 - ex_5)}{\dot{m}_{CO_2}(ex_2 - ex_3)}$	$\psi = \frac{ex_1}{ex_3}$	$\psi = \frac{\dot{m}_{H_2O}(ex_8 - ex_7)}{\dot{m}_{CO_2}(ex_1 - ex_4)}$

Şekil 5' de sistem parçalarının kapalı çevrimde termodinamik denklemlerinin tablo halinde gösterimi sunulmuştur.



Şekil 5. Deney sistemi içinde basınç, kütleli CO2 debi ve Toplam güç tüketimi (ISUBÜ CO2 Laboratuvarı)

Grafik çizimlerdeki sıcaklık değerlerinin değişken değerleri;

Çevre sıcaklığı için 290 K ile 305 K arasında;

Evaporatör çıkış sıcaklığı için 290 K ile 305 K arasında;

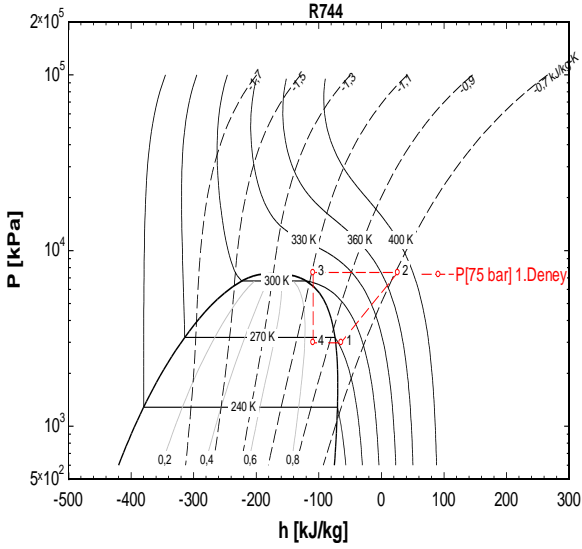
Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı için 290 K ile 325 K arasındadır.

4. Yapılan Çalışmalar Ve Bulgular

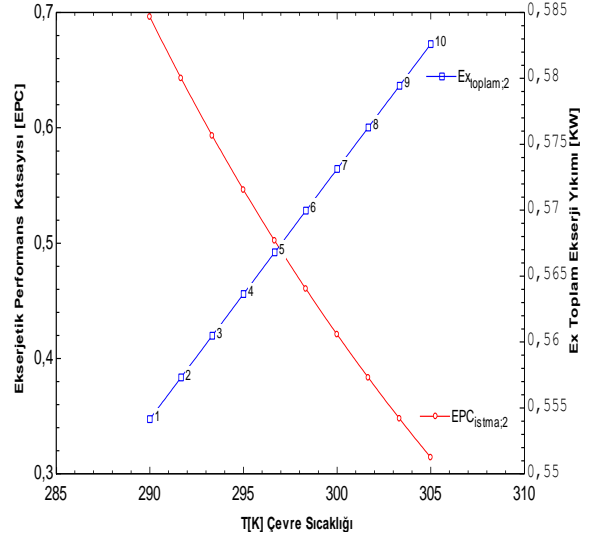
Tablo 2' de 2.40m uzunluğunda ve 2.00mm çapında kılcal boru kullanılan sistemde elde edilen termodinamik veriler sunulmuştur. Kompresör güçlerinin sirkülasyon pompalarının çektiği güçler düşüldükten sonra tabloda gerçek güçleri verilmiştir.

Tablo 2. Bir ve ikinci deneylerdeki termodinamik karşılaştırılma

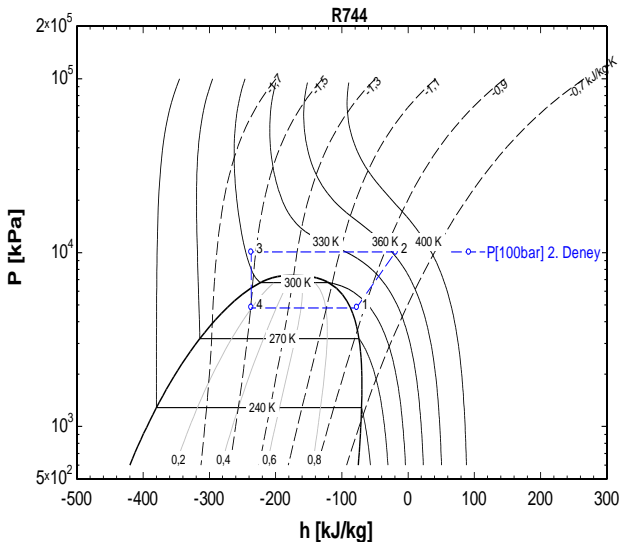
	1. Deney	2. Deney
Kompresör güç (W)	0.577	Kompresör güç (W) 0.718
Gaz soğutucu basıncı (bar)	75.6	Gaz soğutucu basıncı (bar) 100.8
Evaporatör basıncı (bar)	30.8	Evaporatör basıncı (bar) 48.5
COP _{istem}	1.50	COP _{istem} 3.72
EPC _{istem}	0.20	EPC _{istem} 0.44
EPC _{stem}	0.06	EPC _{stem} 0.14
Ex _{toplamlar}	0.553	Ex _{toplamlar} 0.571
Ψ _c	0.51	Ψ _c 0.56
Ψ _v	0.87	Ψ _v 0.96
m _{CO2} (Kg/s)	0.0063	m _{CO2} (Kg/s) 0.0123
m _{gs H2O} (Kg/s)	0.013	m _{gs H2O} (Kg/s) 0.026
m _{ev H2O} (Kg/s)	0.033	m _{ev H2O} (Kg/s) 0.037
T _{gaz soğutucuCO2} (K)	335.4	T _{gaz soğutucuCO2} (K) 325.7
T _{evaporatörCO2} (K)	268.8	T _{evaporatörCO2} (K) 284.4
T _{çevre} (K)	298.1	T _{çevre} (K) 298.1



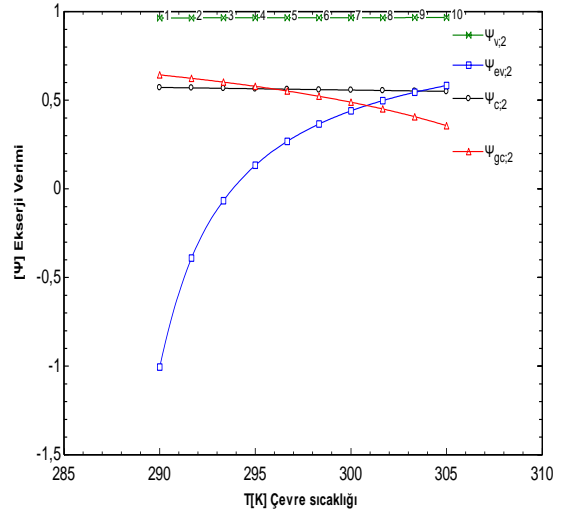
Şekil 6. CO₂'li transkritik çevrimin basıncın 75 bara yükselmesi ile Ln P-h grafiğinin değişimi verilmiştir



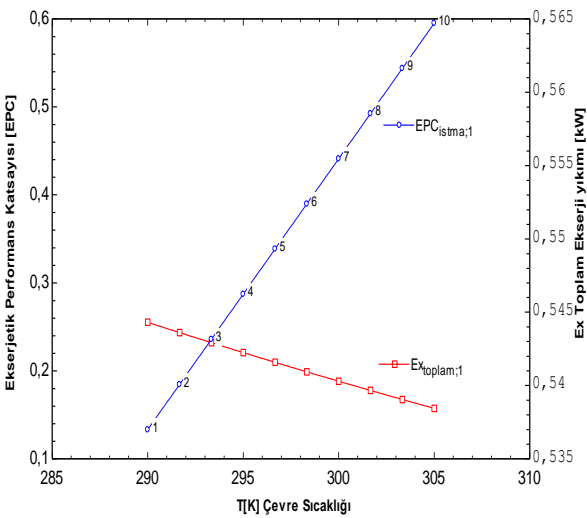
Şekil 9. Çevre sıcaklığının EPC_{istma} ve toplam ekserji kaybındaki değişimi 100bar için



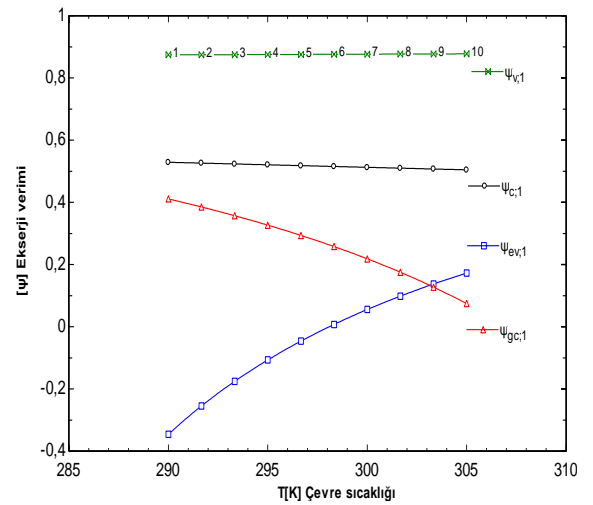
Şekil 7. CO₂'li transkritik çevrimin basıncın 100 bara yükselmesi ile Ln P-h grafiğinin değişimi verilmiştir.



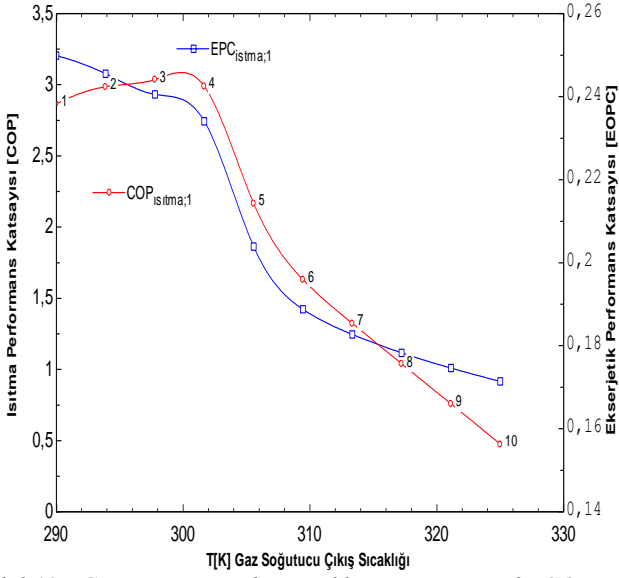
Şekil 10. Çevre sıcaklığındaki değişiminin ekserji verimindeki etkisi 75 bar için



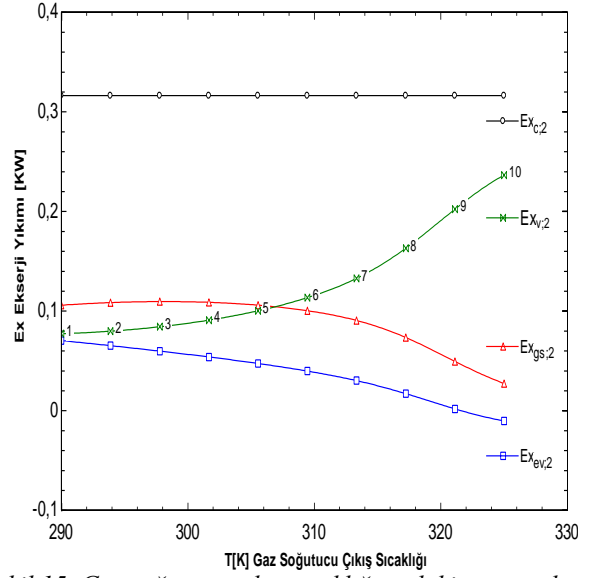
Şekil 8. Çevre sıcaklığının EPC_{istma} ve toplam ekserji kaybındaki değişimi 75bar için



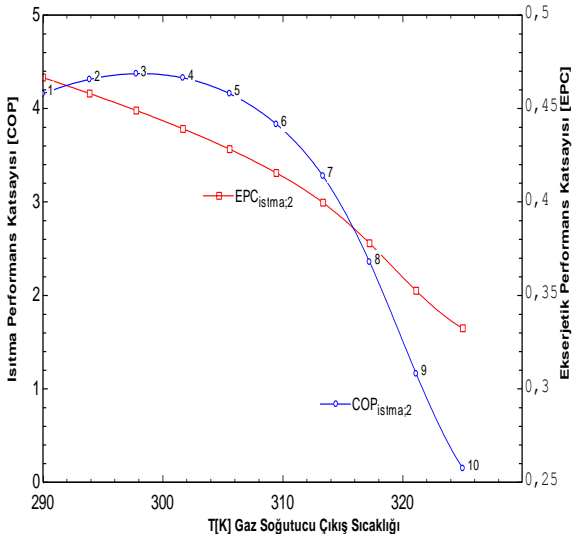
Şekil 11. Çevre sıcaklığındaki değişiminin ekserji verimindeki etkisi 100 bar için



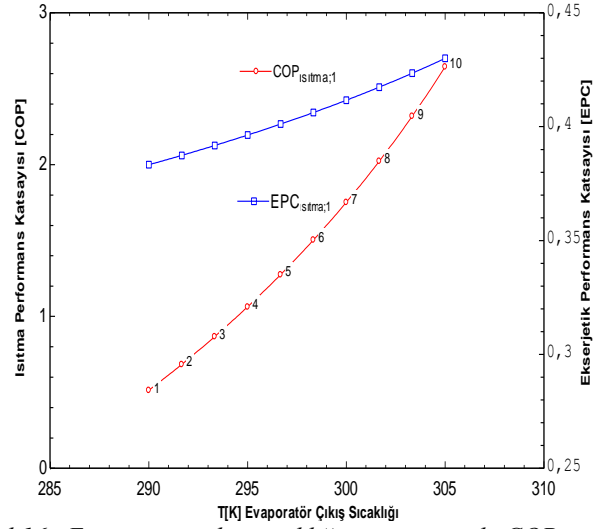
Şekil 12. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının artması ile COP_{istma} ve EPC_{istma} değişimi 75 bar için



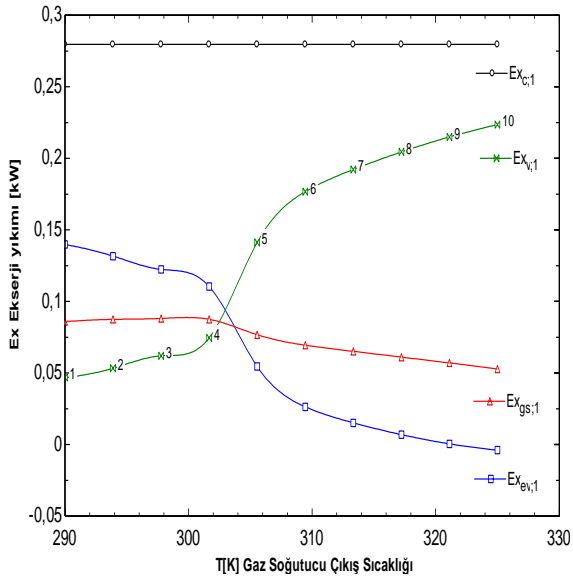
Şekil 15. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığımızdaki artışın ekserji kaybındaki değişimi 100 bar için



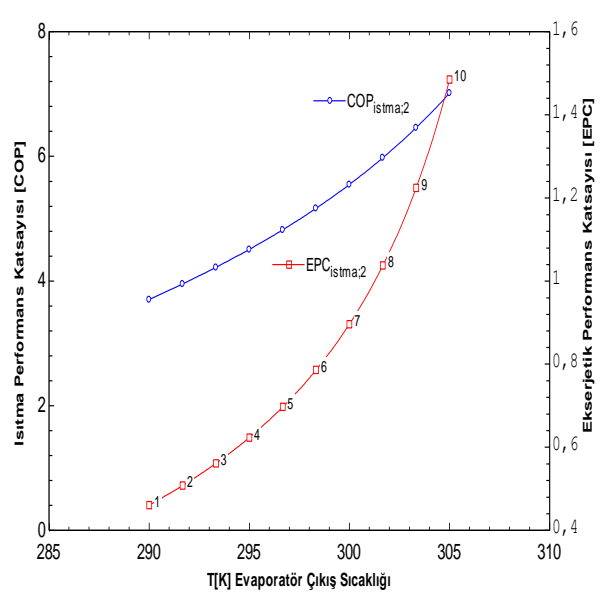
Şekil 13. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının artması ile COP_{istma} ve EPC_{istma} değişimi 100 bar için



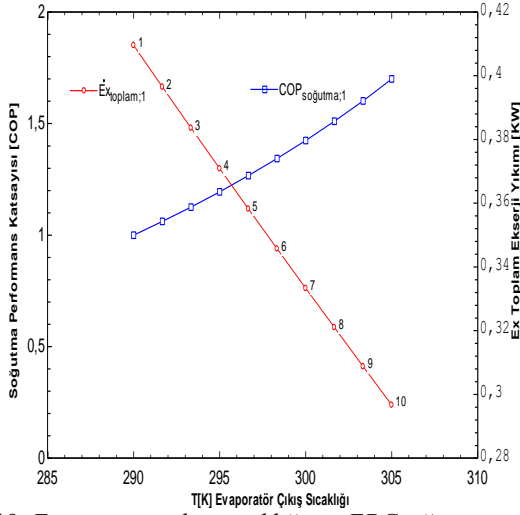
Şekil 16. Evaporatör çıkış sıcaklığının artması ile COP_{istma} ve EPC_{istma} değişimi 75 bar için



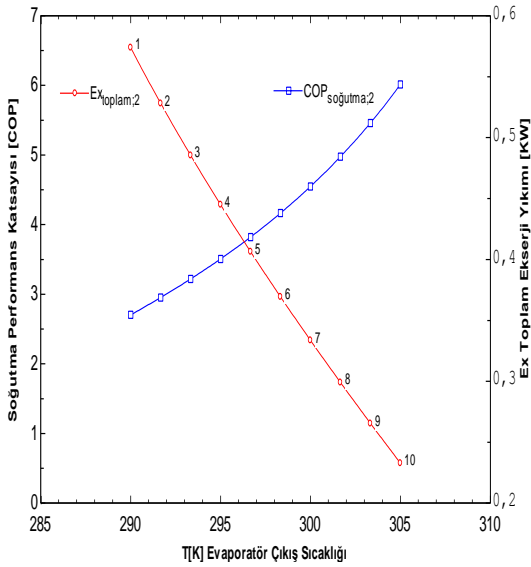
Şekil 14. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığımızdaki artışın ekserji kaybındaki değişimi 75 bar için



Şekil 17. Evaporatör çıkış sıcaklığının artması ile COP_{istma} ve EPC_{istma} değişimi 100 bar için



Şekil 18. Evaporatör çıkış sıcaklığının EPCsoğutma ve toplam ekserji kaybındaki değişimi 75 bar için



Şekil 19. Evaporatör çıkış sıcaklığının EPCsoğutma ve toplam ekserji kaybındaki değişimi 100 bar için

5. Sonuç

Bu çalışmada transkritik CO₂ soğutucu akışkanlı tek kademeli ısı pompası sisteminin sudan suya ısı aktarımının, farklı çalışma basınçlarında çalışan ve sudan suya soğutma bir ısı pompası sistemi ile termodinamik karşılaştırılması yapılmıştır. Birinci deneyde 75 bar gaz soğutucu basıncında, ikinci sistemde 100 bar gaz soğutucu basıncında çalışılmıştır. Gaz soğutucu basıncının %33, buna karşılık evaporatör basıncının da %57 artması ile sistemde değişimler incelenmiştir. COP_{ıstma} değerine %148 bir artış getirmiş, toplam ekserji kaybı % 3.2 artmış ve kütleli su soğutma debisi %100 artmıştır. Vanadaki basınç değişimleri ekserji verimini %10.3 arttırmıştır. Soğutucu akışkan kütleli su soğutma debisindeki %95.2'lik artış kompresörün elektrik tüketimini %24.4 arttırmıştır. Kompresörün izentropik verimi ve kılcal borunun ekserji verimi basıncın artması ile %10 artmıştır.

- Çevre sıcaklığının artması EPC_{ıstma} değerini artırırken, toplam ekserji kaybında azalma olmaktadır. Ayrıca çevre sıcaklığının artması gaz soğutucu ekserji verimini azaltırken, evaporatör ekserji verimini de arttırmaktadır.

- Gaz soğutucu çıkış sıcaklığının artması, EPC_{ıstma} ve COP_{ıstma} katsayılarını azaltmaktadır. Ekserji yıkımı ise gaz soğutucu çıkış sıcaklığının artması sonucu, en fazla kompresör, vana, gaz soğutucu ve ardından da evaporatör sonucuna ulaşılmıştır.
- Evaporatör çıkış sıcaklığının artması COP' yi artıran toplam ekserji yıkımını azaltan bir unsur olarak görülmüştür.

Transkritik CO₂ ısı pompası sistemleri yüksek basınçta ısı atımını kolaylıkla yapabilen sistemlerdir. Optimum yüksek çalışma basınçlarını belirlemek, transkritik sistemler için daha elverişli olacaktır.

Kaynakça

- [1] Wang, Z., Wang, F., Li, G., Song, M., Ma, Z., Ren, H. & Li, K. 2020. Experimental Investigation On Thermal Characteristics Of Transcritical CO₂ Heat Pump Unit Combined With Thermal Energy Storage For Residential Heating. Elsevier Applied Thermal Engineering, 165, 114505. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114505
- [2] Rocha, T. T. M., Paula, C. H. D., Cangussu, V. M., Maia, A. A. T. & Oliveira, R. N. D., 2020. Effect of surface roughness on the mass flow rate predictions for adiabatic capillary tubes. Energy Conversion and Management. International Journal of Refrigeration, 118, October, 269-278. doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.05.020
- [3] 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, Vol.168.https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114855
- [4] Andrés, L. N., Gil, J. C., Sánchez, D. Anta, D. C., Cabello, R. & Llopis R. 2020. Experimental Determination Of The Optimum Working Conditions Of A Transcritical CO₂ Refrigeration Plant With Integrated Mechanical Subcooling. International Journal of Refrigeration, Accepted date: 2 February 2020 DOI:https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.02.012
- [5] Qin, X., Zhang, D., Zhang, F., Gao, Z. & Wei, X., 2020. Experimental and numerical study on heat transfer of gas cooler under the optimal discharge pressure. International Journal of Refrigeration, Volume 112, April 2020, Pages 229-239. doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.12.026
- [6] Jadhav, P. & Agrawal, H. 2020. Comparative study on a straight and helical capillary tube for CO₂ transcritical system. Journal of Physics: Conference Series 1451, 012011. doi:10.1088/1742-6596/1451/1/012011.
- [7] Patil, O. S. M., Shet, S. A., Jadhao, M., & Agrawal, N., 2020. Energetic and exergetic studies of modified CO₂ transcritical refrigeration cycles. International Journal of Low-Carbon Technologies, 00, 1–10. doi.org/10.1093/ijlct/ctaa042
- [8] Chen, Y. G. 2019. Optimal Heat Rejection Pressure Of CO₂ Heat Pump Water Heaters Based On Pinch Point Analysis. International Journal of Refrigeration, 106, 592-603. doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.04.003

- [9] Nawaz, K., Shen, B., Elatar, A., Baxter, V. & Abdelaziz, O. 2018. Performance Optimization Of CO₂ Heat Pump Water Heater. *International Journal of Refrigeration*. 85, 213-228. doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.09.027
- [10] Sahu, A. K., Agrawal, N. & Nanda, P. 2017. A Parametric Study Of Transcritical CO₂ Simple Cooling Cycle And Combined Power Cycle. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 12(4), 383–391.
- [11] Liu, X., Liu, C., Zhang, Z., Chen, L. & Hou, Y., 2017. Experimental Study on the Performance of Water Source Trans-Critical CO₂ Heat Pump Water Heater, *Energies*, 10(6), 810. doi.org/10.3390/en10060810
- [12] Özgür, A. E. 2014. CO₂ Soğutkanlı Transkritik Soğutma Çevrimlerinde Optimum Gaz Soğutucu Basıncı ve Literatürdeki Optimum Basınç Denklemlerinin Karşılaştırılması. *Tesisat Mühendisliği*. 141, 43-47
- [13] Jiang, Y., Ma, Y., Li, M. & Fu, L. 2013. An experimental study of trans-critical CO₂ water–water heat pump using compact tube-in-tube heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 76, 92–100. doi.org/10.1016/j.enconman.2013.07.031
- [14] Yang, J. L., Mab, Y. T., Li, M. X., & Hua, J. 2010. Modeling And Simulating The Transcritical CO₂ Heat Pump System. *Elsevier Energy*, 35, 4812-4818. doi:10.1016/j.energy.2010.09.007
- [15] Sarkar, J., Bhattacharyya, S. & Gopal, M.R. 2010. Experimental Investigation Of Transcritical CO₂ Heat Pump For Simultaneous Water Cooling And Heating. *Thermal Science*, 14(1), 57-64.
- [16] Kauf, F, 1999. Determination Of The Optimum High Pressure For Transcritical CO₂ Refrigeration Cycles. *Elsevier Science*, 38, 325-330.
- [17] Elbir, A., 2020. Transkritik CO₂ Soğutkanlı Bir Isı Pompasının Teorik ve Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, S.D.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, 157s, Isparta
- [18] Anonim, 2018. Transcritical Refrigeration Systems with Carbon Dioxide CO₂. <https://assets.danfoss.com> (Son erişim tarihi: 03.04.2018)
- [19] Shariatzadeh, O. J., Abolhassani S. S., Rahmani M. & Nejad M. Z. 2016. Comparison Of Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle With Expander And Throttling Valve Including/Excluding Internal Heat Exchanger: Exergy And Energy Points Of View. *Elsevier Applied Thermal Engineering*, 93, 779–787. doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.017
- [20] Klein SA. Engineering Equation Solver(EES) 2020, F-Chart Software, Version 10.835-3D.