

Design of an Air Source Heat Pump Having a Waste Heat Defrosting Method with Natural Refrigerant

Mustafa GÜLMEZ¹  Mustafa AKTAŞ²  Süleyman ERTEN³  Fatma Nur ERDOĞMUŞ^{3,*}  Melis ÖDER³ 

¹Gazi University, Naturel and Applied Science Institute, Department of Energy Systems Engineering, 06500, Yenimahalle/ANKARA

²Gazi University, Technology Faculty, Department of Energy Systems Engineering, 06500, Yenimahalle/ANKARA

³Nurdil Refrigeration Inc. 06935, Sincan/ANKARA

Graphical/Tabular Abstract

Article Info:

Research article

Received: 25.04.2022

Revision: 23. 05 2022

Accepted: 02.06.2022

Highlights

- Defrosting
- Waste Heat Recovery
- Energy Efficiency

Keywords

Defrost,
Defrost Efficiency,
Energy Efficiency,
Heat Pump,
Waste Heat

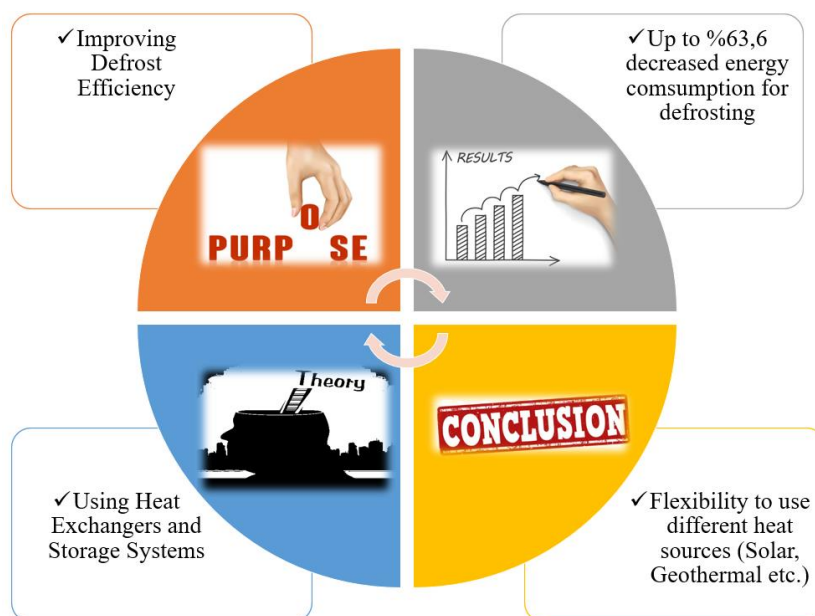


Figure A. Schematical infrastructure of designed system

Purpose: In this theoretical study, a heat pump system that works with R290 refrigerant and has heat recovery is designed. In the designed system, it is considered to use the waste heat for the defrosting process. Thus, no additional energy will be used for defrosting. In this case, it is aimed to increase the performance coefficient of the system.

Theory and Methods: In the designed heat pump system; gathering waste heat with heat exchangers and by storing that heat with the help of a hot water tank, it is aimed to melting the ice formed in the outdoor unit with the stored hot water when necessary. In addition, the efficiency of the system has been increased by pumping the cold water in the tank to the heat exchanger at the condenser outlet in the system and performing sub-cooling.

Results: In the designed system coefficient of performance of heat pump calculated as 2.75. By using this model, the energy consumed for defrost is reduced by 63.6% (1/COP) compared to the electric heater defrost method.

Conclusion: By adding different waste heat sources or solar energy to this system, the performance can be increased further and positive contributions can be made to the energy systems. Thus, the designed system includes heating, drying, greenhouse heating and preheating etc. can be used in processes with high performance.



Design of an Air Source Heat Pump Having a Waste Heat Defrosting Method with Natural Refrigerant

Mustafa GÜLMEZ¹  Mustafa AKTAŞ²  Süleyman ERTEN³  Fatma Nur ERDOĞMUŞ^{3,*}  Melis ÖDER³ 

¹Gazi University, Naturel and Applied Science Institute, Department of Energy Systems Engineering, 06500, Yenimahalle/ANKARA

²Gazi University, Technology Faculty, Department of Energy Systems Engineering, 06500, Yenimahalle/ANKARA

³Nurdil Refrigeration Inc. 06935, Sincan/ANKARA

Abstract

Climate change and environmental pollution are among the most important issues facing humanity nowadays. The importance of the selection of refrigerants used in energy systems and the use of eco-friendly refrigerants are increasing day by day. The selection of refrigerants with low global warming potential (GWP) and ozone depletion potential (ODP) imposes an important mission on researchers in terms of environmental awareness.

In this study, efficiency analysis of a heat pump system designed by using hydrocarbon refrigerant propane (R290) was carried out. In this system, which is designed differently from traditional heat pumps; heat of the refrigerant at compressor outlet and evaporator outlet is recovered with the help of sub-cooling and coaxial heat exchangers and stored at the accumulation tank. The efficiency analysis is made for the optimum working case of the system. In the analyzes made, the coefficient of performance (COP) value of the heat pump was calculated as 2.75. In the developed model, the amount of energy consumed during the defrost process has been reduced by 63.6% as compared to the electric heater defrost method. It has been assessed that the efficiency of system can be even more by utilizing solar energy.

Makale Bilgisi

Araştırma makalesi
Başvuru: 25.04.2022
Düzeltilme: 23.05.2022
Kabul: 02.06.2022

Keywords

Defrost
Defrost Efficiency
Energy Efficiency
Heat Pump
Waste Heat

Anahtar Kelimeler

Defrost
Defrost Verimliliği
Enerji Verimliliği
Isı Pompası
Atık Isı

Hava Kaynaklı Atık Isı Defrost Yöntemli ve Doğal Soğutucu Akışkanlı Bir Isı Pompası Sisteminin Tasarımı

Öz

İklim değişikliği ve çevre kirliliği günümüzde insanlığın karşılaştığı en önemli sorunlar arasında yer almaktadır. Enerji sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların seçimi ve çevre dostu soğutucu akışkanların kullanımının önemi gün geçtikçe artmaktadır. Düşük küresel ısınma potansiyeline (KIP) ve ozon delme potansiyeline (ODP) sahip soğutucu akışkan seçimi çevre duyarlılığı açısından araştırmacılara önemli bir misyon yüklemektedir.

Bu çalışmada, hidrokarbon soğutucu akışkan olan Propan (R290) kullanılarak tasarlanmış bir ısı pompası sisteminin verimlilik analizi gerçekleştirilmiştir. Geleneksel ısı pompalarından farklı olarak tasarlanan bu sistemde; aşırı soğutma ve koaksiyel eşanjör elemanları yardımıyla kompresör ve kondenser çıkışlarındaki soğutucu akışkanın ısıları akümülyasyon tankında depolanmıştır. Sistemin optimum çalışma durumu için verimlilik analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerde, ısı pompasının performans katsayısı (COP) değeri 2,75 olarak hesaplanmıştır. Geliştirilen modelde, defrost süresince harcanan enerji miktarı elektrikli ısıtıcı defrost yöntemine göre %63,6 oranında azaltılabileceği tespit edilmiştir. Güneş enerjisi kullanılarak sistemin verimliliğinin daha da artırılacağı öngörülmüştür.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

İçinde bulunduğumuz yüzyılda, yapılan araştırmalara göre iklim değişikliği ile yer kürede 1,3°C ile 4,3°C arasında sıcaklık artışı olacağı ortaya koyulmaktadır [1]. Küresel ısınmanın gün geçtikçe arttığı bu dönemde

ısıtma ve soğutma sistemlerinin bu süreçteki payı önemli ölçülerdedir. Soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak Freon, Kloroflorokarbonlar (CFC), Hidrofloroolefin (HFO), Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC), Hidroflorokarbonlar (HFC) gibi küresel ısınma potansiyeli ve ozon delme potansiyeli yüksek soğutucu akışkanlar kullanılmaktaydı. Bahsedilen soğutucu akışkanların çevreye olan zararları tespit edildikten sonra Dünyada ve Türkiye’de soğutucu akışkan kullanımına sınırlamalar getirilmiştir. Bu sınırlamalardan bazıları ise 1990 yılında imzalanan Uluslararası Montreal Protokolü, 1998 yılında imzalanan Kyoto protokolü, 2006 yılında Avrupa Birliği tarafından yayınlanıp 1 Ocak 2015 tarihinde yürürlüğe giren Florlu Gazlar Yönetmeliği ve son olarak Türkiye’de ise 4 Ocak 2018’de yayınlanan Florlu Sera Gazları (F-Gaz) Yönetmeliği olarak sıralanabilir [2, 3]. Yürürlüğe giren yönetmelik ve protokoller sayesinde soğutucu akışkan kullanımı ve enerji tüketimi kontrol altına alınmıştır. Yapılan düzenlemeler neticesinde doğal soğutucu akışkanlara (CO₂, Amonyak, hidrokarbonlar vb.) yönelim artmıştır. Bu durum ısı pompası sistemleri için de geçerlidir. Isı pompası sistemleri mesken ve ticarethanelerde mevsimsel değişimlere göre ısıtma ve soğutma amacıyla kullanılmaktadır. Son kullanıcı için ısı pompalarının enerji tüketimi ve Performans Katsayısı (COP) önem arz etmektedir. Enerji verimliliği çalışmalarında atık ısı depolama tekniğine sıkça rastlanmaktadır.

Mengjie ve ark. (2018), hava kaynaklı ısı pompalarındaki defrost metotlarını incelemişlerdir. 5 adet defrost yöntemini bildirmişlerdir. Bildirilen defrost yöntemleri sırasıyla; sıcak hava akımı ile defrost, elektrik rezistanslı defrost, sıcak su püskürtmeli defrost, hotgas (sıcak gaz) bypass defrost ve ters çevrime sahip defrost yöntemidir. Ters çevrime sahip defrost yöntemi aralarında en verimli olduğu bildirilmiş ve bu defrost yöntemine 6 farklı iyileştirme yöntemi sunulmuştur [4]. Park ve Jung (2007), yılında yapmış oldukları çalışmada; etan ve propan (R170/R290) karışımı ile çalışan sudan suya ısı pompasının performansını analiz etmişlerdir. Kompresör çıkış sıcaklığındaki azalmanın daha az termal stres oluşturduğunu ve kompresör ömrünü artırdığını belirtmişlerdir [5].

Shen ve ark. (2019), yapmış oldukları çalışmada faz değiştiren malzeme (FDM) içeren hava kaynaklı ısı pompalarındaki defrost yöntemini araştırmışlardır. Hotgas bypass defrost ve ters çevrimli defrost yöntemi son zamanlarda yaygın olarak uygulandığını belirtmişlerdir. Faz değiştiren malzeme içeren ısı pompasındaki defrost yöntemi; ters çevrimli ve hotgas bypass defrost yöntemleri ile kıyaslandığında uzun süren defrost işlemi kısaltılmıştır [6].

Moallem vd. (2014) ısı eşanjörleri üzerine yapmış oldukları bir çalışmada evaporatör yüzeyleri üzerine uygulanan kaplamaların oluşabilecek donma etkilerini araştırmışlardır. Buna göre uygulanan hidrofilik ve hidrofobik kaplamaların etkileri gözlemlenmiştir. Yürütülen çalışmanın sonuçlarına göre; hidrofobik yüzeylerin uygulanan kaplama sonrasında 13 dakikada buzlanma gösterdiği, hidrofilik yüzeylerin ise daha uzun sürede buzlanma göstererek 20 dakikada buz ile kaplandığı belirtilmiştir. Hidrofilik yüzeylerin donmayı geciktirme performanslarının hidrofobik yüzeylere oranla %4,5 daha iyi sonuç verdiğini belirtmişlerdir [7].

Erten ve Uludağ (2019), soğutma sistemlerinde R404a ve R290 soğutucu akışkan kullanımını analiz etmiş ve soğutkan performanslarını karşılaştırmışlardır. Yapılan analiz sonuçlarında R290 kullanılan sistemin R404a kullanılan sisteme göre %12 daha az enerji tükettiği, ayrıca gaz şarj miktarının ise %67,5 daha az olduğunu tespit etmişlerdir [8].

Arslan ve ark (2021), R290 ve R449a soğutucu akışkanlar kullanılan endüstriyel soğutma sisteminin enerji, ekserji ve çevre analizleri yapmışlardır. Yapılan deney sonuçlarında R290 soğutucu akışkanı kullanılan sistemin COP’ si R449a kullanılan sisteme göre %24,12 oranında artmıştır. Çevre analizi sonuçlarında ise R290 kullanılan sistemin atmosfere %26,22 daha az CO₂ yaydığı tespit edilmiştir [9].

Yapılan bu teorik çalışmada, R290 soğutucu akışkanı ile çalışan ve ısı geri kazanımına sahip bir ısı pompası sistemi tasarlanmıştır. Tasarlanan sistemde defrost işlemi için atık ısı kaynağından faydalanılması düşünülmektedir. Böylelikle defrost için ek bir enerji kullanılmayacaktır. Bu durumda sistemin performans katsayısında artış hedeflenmektedir.

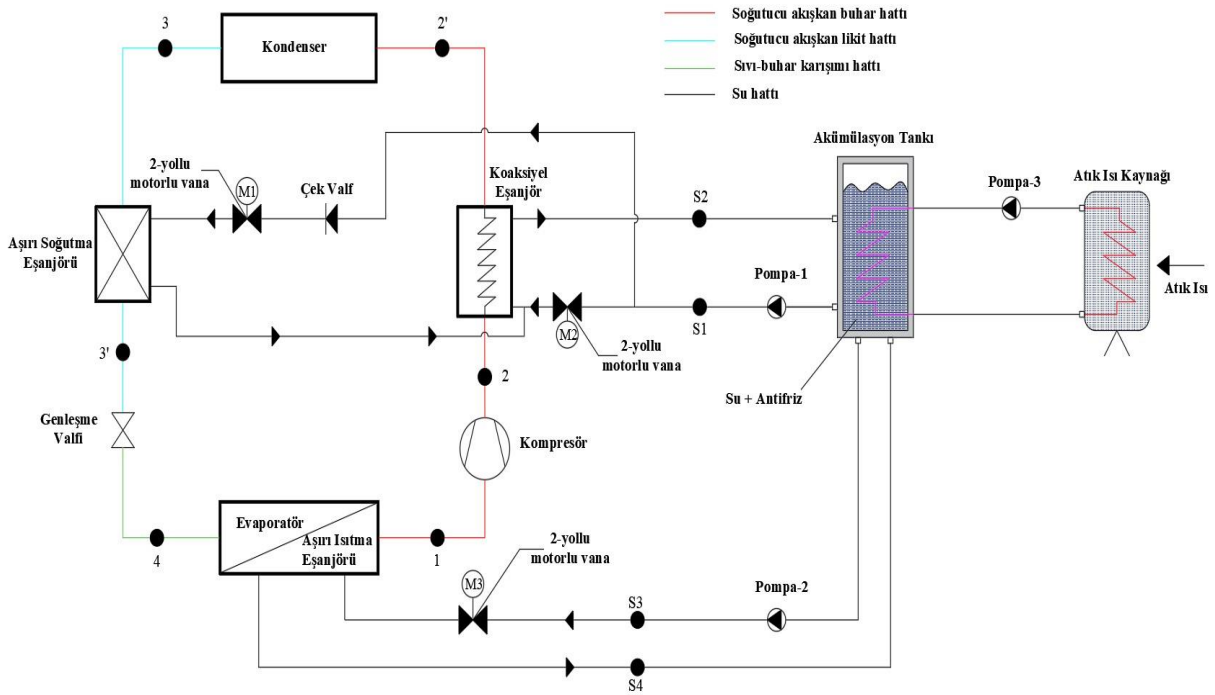
2. MATERYAL VE METOTLAR (MATERIALS AND METHODS)

Hava kaynaklı ısı pompalarının en büyük problemlerinden bir tanesi soğuk iklim bölgelerinde dış ünitenin ısı değiştiricisi üzerinde fazlaca buz oluşmasıdır ve bu durumun da ısı transferini yavaşlatarak sistem performansını düşmekte ve dolayısıyla enerji maliyetleri de artmaktadır.

Yukarıda bahsedilen problemin çözümü için geleneksel ısı pompalarında literatürde bilinen farklı defrost metotları vardır. Evaporatörde oluşan buzun çözülmesi için sıcak gaz, elektrikli rezistans ve az da olsa ısıtıcısız dış hava (dış havanın evaporatörde sirkülasyonu ile) kullanılarak defrost yapılmaktadır. Bu metotlarda defrost sürecinde ısıtma durmakta, yani iç ünite bu süreçte çalışmamakta ve bu durum konfor seviyesinin düşmesine sebep olmaktadır.

Defrost metotlarından birisi de dış üniteye yerleştirilen elektrikli rezistans yardımıyla dış üniteye buzun çözülmesinin sağlanmasıdır. Bu uygulamada rezistans güç tüketimi yüksek olması sebebiyle sistem gereğinden fazla enerji tüketir ve defrost süresi uzun olabilmektedir. Ayrıca, sistemde kullanılan soğutucu akışkanın yanıcı ve patlayıcı özelliği bulunması halinde sistem tehlike arz etmekte ve ek tedbirler gerektirmektedir.

Yukarıda bahsedilen yöntemlerden farklı olarak tasarımı yapılmış ısı pompasında; ısı bir sıcak su tankı yardımıyla depolanarak ve gerektiğinde dış üniteye oluşan buzun depolanmış sıcak su ile çözülmesi amaçlanmaktadır. Ayrıca tank içerisindeki soğuk su sistemdeki kondenser çıkışındaki eşanjöre gönderilerek aşırı soğutma (sub-cooling) yapılarak sistemin veriminin artırılması hedeflenmiştir. Tasarlanan sistem Şekil 1’de ve açıklamaları Tablo 1’de verilmiştir.



Şekil 1. Atık ısı geri kazanımına sahip ısı pompası sistemi

Tablo 1. Şekil 1’deki sistemde bulunan kısaltma ve numaraların açıklamaları

Kısaltma ve Numaralar	Açıklama
1	Soğutucu akışkan kompresör giriş
2	Soğutucu akışkan koaksiyel eşanjör giriş
2'	Soğutucu akışkan kondenser giriş
3	Soğutucu akışkan aşırı soğutma eşanjörü giriş

3'	Soğutucu akışkan genleşme valfi giriş
4	Soğutucu akışkan evaporatör giriş
S1	Akümülyasyon tankından koaksiyel ya da aşırı soğutma eşanjörüne soğuk su girişi
S2	Akümülyasyon tankına sıcak su girişi
S3	Akümülyasyon tankından aşırı ısıtma eşanjörüne sıcak su girişi
S4	Aşırı ısıtma eşanjöründen akümülyasyon tankına soğuk su girişi
M1-2-3	2 yollu motorlu vana

2.1. Yeni Tasarlanan Sistemin Termodinamik Analizi

Sistemin termodinamik analizlerinde kullanılan parametreler Tablo 2'de verilmiştir:

Tablo 2. Sistemin Termodinamik Analizinde Kullanılan Parametreler

Parametre	Değer	Birim
Çevre Sıcaklığı, T_{∞}	0	°C
Buharlaşma Sıcaklığı, T_b	-10	°C
Yoğuşma Sıcaklığı, T_y	50	°C
Aşırı Kızdırma Sıcaklığı, T_{sh}	8	°C
Aşırı Soğutma Sıcaklığı, T_{sb}	8	°C
Buharlaşma Basıncı, P_b	3425	kPa
Yoğuşma Basıncı, P_y	17114	kPa
Soğutucu Akışkanın Kütleli Debisi, \dot{m}_r	0,0151	kg/s
Soğutucu Akışkanın Özgül Isısı, C_{pr}	2,015	kJ/kgK
Kullanılan Soğutucu Akışkan	R290	-
Kompresör İzantropik Verimi	75	%
Sirkülasyon Pompası-1 Gücü, \dot{W}_{p-1}	0,10	kW
Sirkülasyon Pompası-2 Gücü, \dot{W}_{p-2}	0,10	kW
Sirkülasyon Pompası-2 Gücü, \dot{W}_{p-3}	0,05	kW
Sistem Eşanjörlerinin Verimi, e	85	%

Analizlerde kullanılan eşitlikler aşağıda verilmiştir [10,11].

Evaporatör, kompresör ve kondenser kapasiteleri aşağıda verilen eşitlikler ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (1)$$

$$\dot{W}_{\text{komp}} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{\text{kond}} = \dot{m}_r(h_2' - h_3) \quad (3)$$

Sistemde kullanılan koaksiyel eşanjör ve aşırı soğutma eşanjörü kapasiteleri aşağıdaki eşitlikler yardımı ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{\text{koaks}} = \dot{m}_r(h_2' - h_2) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{\text{sub}} = \dot{m}_r(h_{3'} - h_2) \quad (5)$$

Tasarlanan sistem kapalı çevrim olarak çalışmaktadır. Buna göre sisteme dışarıdan herhangi bir kütle girişi olmadığı gibi, sistemden dışarı çıkan herhangi bir kütle çıkışı da olmayacaktır. Buna göre sistemdeki kütle değişimi $\Delta \dot{m}_{\text{sistem}} = 0$ olacaktır. Eşitlikler aşağıdaki denklemler ile hesaplanmıştır.

$$\sum \dot{m}_{\text{giren}} - \sum \dot{m}_{\text{çıkan}} = \Delta \dot{m}_{\text{sistem}} \quad (6)$$

$$\sum \dot{m}_{\text{giren}} = \sum \dot{m}_{\text{çıkan}} \quad (7)$$

Termodinamiğin birinci yasası gereği sistemdeki toplam enerji değişimi $\frac{\Delta \dot{E}_{\text{sistem}}}{dt} = 0$ olacaktır. Buna göre sisteme giren enerji çıkan enerjiye eşittir. Sistemdeki zamana bağlı değişen enerji denklikleri aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanmıştır [10,11].

$$\sum \dot{E}_{\text{giren}} - \sum \dot{E}_{\text{çıkan}} = \frac{\Delta \dot{E}_{\text{sistem}}}{dt} = 0 \quad (8)$$

$$\dot{E}_{\text{giren}} = \dot{E}_{\text{çıkan}} \quad (9)$$

Sistemdeki enerji eşitliği aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır:

$$\dot{Q}_{\text{evap}} + \dot{Q}_{\text{komp}} = \dot{Q}_{\text{kond}} + \dot{Q}_{\text{koaks}} + \dot{Q}_{\text{sub}} \quad (10)$$

Isı pompasının performans katsayısı aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{kond}}}{\dot{W}_{\text{komp}}} \quad (11)$$

Elektrik rezistanslı ve hotgas defrost verimini hesaplamak için kullanılan denklemler sırası ile verilmiştir [12].

$$\eta_{d,\text{rezistanslı}} = \frac{Q_{\text{eriyen}}}{Q_{\text{rezistans}}} \quad (12)$$

$$\eta_{d,\text{hotgas}} = \frac{Q_{\text{eriyen}}}{Q_{\text{hotgas}}} \quad (13)$$

Q_{eriyen} ifadesi buzu eritmek için gereken ısı enerjisini belirtirken, $Q_{\text{rezistans}}$ ve Q_{hotgas} sırasıyla elektrik rezistanslı ve hotgas defrost yönteminde tüketilen enerjinin hesabı aşağıdaki eşitlikler yardımı ile hesaplanır [12].

$$Q_{\text{eriyen}} = m_{\text{buz}} * L_E \quad (14)$$

$$Q_{\text{rezistans}} = \dot{W}_{\text{rezistans}} * t_{\text{rezistans}} \quad (15)$$

$$Q_{\text{hotgas}} = \dot{W}_{\text{komp.}} * t_{\text{komp.,hotgas}} \quad (16)$$

Sistem ısıtma modu ve defrost modu olmak üzere iki farklı modda kullanılabilir. Isıtma modunda M1 ve M2 motorlu vanalarının açık konumda olduğu durumlarda aşırı soğutma ve koaksiyel eşanjörlerde alınan atık ısılar tankta depolanacaktır. Burada depolanan ısı Denklem (4) ve Denklem (5) ile hesaplanabilir. Defrost modunda ise tankta depolanan ısı evaporatör üzerinde oluşan buzun çözülebilmesi için kullanılacaktır. Buzu çözmek için verilmesi gereken ısı miktarı Denklem (14) ile hesaplanmıştır.

2.2. ISITMA MODU

Isıtma modunda ısı pompası sistem rejime girene kadar çalışacaktır. Evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkan kompresörde sıkıştırıldıktan sonra kondensere gelerek burada yoğuşacak ve sistem döngüsü devam edecektir. Normal çalışma modu sistem gereksinimine göre içerisinde üçe ayrılmaktadır.

2.2.1. MOD-1 (M1 motorlu vanası açık konumda, M2 ve M3 kapalı konumda)

Bu çalışma modunda; dış mahalde bulunan su tankı içerisindeki su 0 °C derece iken sistem çalışmaya başladığı kabul edilecektir. Bu aşamada sistemdeki M1 motorlu vanası açık konumda, M2 vanası kapalı konumda bulunacaktır. M3 vanası aşırı ısıtma sıcaklık ayarlamasına göre oransal olarak açılıp kapanacaktır.

Pompa-1 yardımıyla soğuk su kondenser çıkışındaki aşırı soğutma eşanjörüne gönderilerek, kondenserden çıkan soğutucu akışkanın 8 °C daha soğutulması sağlanacaktır. Daha sonra aşırı soğutma eşanjöründen çıkan su koaksiyel eşanjöre ve oradan tanka gidecektir. Bu döngü devam ederek, 0 °C başlangıç sıcaklığındaki tankın suyu zamanla ısıtılarak, enerji depolanacaktır.

2.2.2. MOD-2 (M2 motorlu vanası açık konumda, M1 ve M3 kapalı konumda)

Sistem çalışmaya devam ettikçe tank içerisindeki su sıcaklığı kondenser çıkış sıcaklığını geçecektir. Bu durumda artık aşırı soğutma eşanjörüne suyun gönderilmesine gerek kalmayacak ve bu aşamadan sonra M1 motorlu vanası kapatılarak, M2 motorlu vanası açık konuma getirilecektir. Buradaki amaç yaklaşık 75 °C sıcaklığındaki aşırı kızdırılmış soğutkanın enerjisini depolamak olacaktır. Normal çalışma modu bu döngüde devam edecektir. Bu durumda M3 vanası MOD-1' deki gibi çalışacaktır.

2.2.3. MOD-3 (M2 ve M3 motorlu vanası açık konumda, M1 konumda)

Evaporatör yüzeyinde buzlanma olmadığı durumlarda tanktaki sıcak suyun ısısı ile, sistem aşırı kızdırma modunda çalışacaktır. Bu çalışma modunda, M2 ve M3 kodlu motorlu vanalar açık konumda bulunacak ve sistemdeki su Pompa-1 ve Pompa-2 yardımıyla sirküle edecektir.

Kullanılacak çift sıralı (ön sıra sıcak sulu, arka sıra soğutucu akışkan) eşanjör yardımıyla aşırı kızdırma ve gerektiğinde defrost ısısının sağlanması gerçekleştirilecektir. Çift sıra borulu eşanjörün, ön sırasından tankta ısıtılmış su, arka sırasından ise sistemdeki R290 soğutucu akışkanı dolaşacaktır. Bu sayede elde edilmiş olan sıcak su ile defrost işlemi yapılarak enerji verimliliği sağlanabilecektir. Bu yapıdaki ısı değiştirici ile gerektiğinde sistem güneş enerjisi ya da atık ısı destekli ısı pompası gibi de çalışabilecektir. Böylece çok düşük dış hava sıcaklıklarında sistemde ısı çekiminde devamlılıkta sağlanabilecektir.

2.2.4. DEFROST MODU

Isı pompası belirli bir süre çalıştıktan sonra nemli dış havanın etkisiyle evaporatör yüzeylerinde buzlanma oluşacaktır. Evaporatör üzerindeki buzlanmanın artması ile birlikte ısı transferi düşerek ve sistemin performansı azalmaktadır. Bu problemin çözümü için evaporatöre yerleştirilecek fark basınç ya da buz kalınlık sensöründen bilgi alınacaktır.

Buzlanmanın arttığı sırada fark basınç ya da bu kalınlığı artacak ve sisteme bilgi gönderecek ve sistemden alınan bilgiye göre M3 motorlu vanası açık konuma getirilerek pompa-2 yardımıyla evaporatöre tankta depolanan sıcak su gönderilecektir. Bu sayede sistem hiçbir şekilde kesintiye uğramadan evaporatör yüzeyindeki buzlanma çözülmüş olacaktır. Bu proses tanktaki su sıcaklığı 0 °C olana kadar devam edecektir. Buzlanma tamamen giderildikten sonra 2-yollu motorlu vana kapatılacak ve pompa-2 çalışmayı durduracaktır.

3. BULGULAR VE TARTIŞMA (FINDING AND CONCLUSION)

Bu çalışmada, hidrokarbon soğutucu akışkan propan (R290) kullanılarak tasarlanmış kondenser gücü 4,32 kW olan bir ısı pompası sisteminin verimlilik analizi gerçekleştirilmiştir. Sisteme ısı geri kazanımı yapılabilmesi için aşırı soğutma ve koaksiyel eşanjörler eklenmiştir. Atık ısının depolanabilmesi için akümülyasyon tankı kullanılmıştır.

Sistemde yapılan termodinamik analizler neticesinde koaksiyel eşanjöründen elde edilen ısı, aşırı soğutma eşanjöründen elde edilen ısı miktarları hesaplanmıştır. Tasarlanan sistemde ısı pompası etkinlik katsayısı 2,75 olarak hesaplanmıştır.

Analiz sonuçları Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Analiz Sonuçları

Parametre	Değer	Birim
Evaporatör Çıkış Entalpisi, h_1	563,04	kJ/kg
Aşırı Kızdırma Entalpisi, h_1'	577,19	kJ/kg

Kompresör Çıkış Entalpisi, h_2	681,12	kJ/kg
Koaksiyel Eşanjör Çıkış Entalpisi, h_2'	620,53	kJ/kg
Kondenser Çıkış Entalpisi, h_3	334,38	kJ/kg
Aşırı Soğutma Çıkış Entalpisi, h_3'	310,50	kJ/kg
Buharlaştırıcıdan Çekilen Isı, \dot{Q}_e	3,81	kW
Yoğuşturucuda Atılan Isı, \dot{Q}_{kond}	4,32	kW
Kompresör Gücü, $\dot{W}_{komp.}$	1,57	kW
Koaksiyel Eşanjöründe Kazanılan Enerji, \dot{Q}_{koaks}	0,91	kW
Aşırı Soğutma Eşanjöründe Kazanılan Enerji, \dot{Q}_{sub}	0,36	kW
Isı Pompası Etkinlik Katsayısı, COP_{hp}	2,75	-
Defrost Isısı İçin Harcanan Güç,	0,33	kW
Sistem Eşanjörlerinin Verimi	85	%

Tablo 4. Literatür çalışmalarının karşılaştırılması

Kaynak	Isı Pompası Tipi	Kullanılan Soğutucu Akışkan	Cop Değeri	Sonuç
Aktaş ve ark. (2014) [13]	Su Kaynaklı	R-134a	3,83	Portakal kabuğu kurutulması için ısı pompası sistemi geliştirilmiştir. Portakal kabukları 8 saat 45 dakikada 3 g_{su}/g_{kuru} madde nem miktarından 0,09 g_{su}/g_{kuru} madde nem miktarı değerine kadar kurutulmuştur.
Çavuş ve ark. (2015) [14]	Hava kaynaklı	R404a	2,19	Güneş kolektörü kullanılan ısı pompası sisteminde kış şartlarındaki durumu test edilmiştir. Testler sonucunda kullanılan soğutucu akışkanın kış şartları için uygun, yaz şartlarında ise dezavantajlı olduğu sonucuna varılmıştır.
Büyükzeren ve ark. (2021) [15]	Hava kaynaklı	-	4,5 - 2,5	Güneş enerjisi destekli hava kaynaklı ısı pompası modellenmiş ve test edilmiştir. Testler toplam 42 dk sürmüş olup COP 4,5'lerden başlayarak 2,5 değerine kadar düşüş gözlemlenmiştir.
Bu çalışma	Hava kaynaklı	R290	2,75	Tasarlanan yeni sistemde defrost süresince harcanan enerji miktarı elektrikli ısıtıcı defrost yöntemine göre %63,6 oranında azaltılabileceği tespit edilmiştir.

Tablo 4'te verilen literatür karşılaştırma tablosu incelendiğinde bu çalışmada elde edilen bulguların çalışmalar ile uyumlu olduğu görülmüştür.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER (RESULT AND RECOMMENDATIONS)

Geleneksel ısı pompalarından farklı olarak tasarlanan bu sistemde; aşırı soğutma ve koaksiyel eşanjör elemanları yardımıyla kompresör ve kondenser çıkışlarındaki soğutucu akışkanın ısıları akümülyasyon tankında depolanmıştır. Sistemin optimum çalışma durumu için verimlilik analizleri yapılmıştır.

Tasarlanan yeni sistem ile birlikte defrost esnasında gerekli olan ısının kompresör basma hattı ve aşırı soğutma ile sağlandığı ve bu ısılar ile aynı zamanda aşırı ısıtma yapıldığı defrost esnasında kesintiye uğramayacağı yeni bir model geliştirilmiştir.

Bu modelde, defrost için harcanan enerji elektrikli ısıtıcı defrost yöntemine göre %63,6 (1/COP) oranında azaltılmıştır. Atık ısının geri kazanımı ile hava kaynaklı ısı pompalarında verimli olabilecek bir model ortaya konmuştur. Bu sisteme farklı atık ısı kaynakları ya da güneş enerjinin eklenmesi ile performans daha da yükseltilecek enerji sistemlerine olumlu katkılar sağlanabilir. Böylece tasarlanan sistem ısıtma, kurutma, sera ısıtma ve ön ısıtma vb. proseslerde yüksek performans sağlanarak kullanılabilir.

SİMGELER VE KISALTMALAR (NOMENCLATURE AND ABBREVIATION)

Simgeler

E	Enerji (kJ)
h	Entalpi (kJ/kg)
L	Uzunluk (m)
m_{buz}	Buzun kütlesi (kg)
\dot{m}	Kütleli debi (kg/s)
$t_{kompresör,hotgas}$	Kompresörün hotgas defrost yönteminde çalıştığı süre (h)
$t_{rezistans}$	Rezistansın çalıştığı süre (h)
\dot{Q}_e	Evaporatör gücü (kW)
Q_{eriyen}	Defrost sırasında buz eritmek için gerekli enerji (kJ)
Q_{hotgas}	Hotgas defrost işlemi sırasında gerekli enerji (kJ)
\dot{Q}_{koaks}	Koaksiyel eşanjörün gücü (kW)
\dot{Q}_{kond}	Kondenser gücü (kW)

\dot{Q}_{sub}	Aşırı soğutma işlemi sırasında birim zamanda kazanılan enerji (kW)
$Q_{\text{rezistans}}$	Rezistansın defrost işlemi sırasında harcanan enerji (kJ)
$\dot{W}_{\text{komp.}}$	Kompresör gücü (kW)
$\dot{W}_{\text{rezistans}}$	Rezistans gücü (kW)
$\eta_{\text{d,hotgas}}$	Hotgas defrost yönteminin verimi (%)
$\eta_{\text{d,rezistanslı}}$	Elektrik rezistanslı defrost yönteminin verimi (%)

Kısaltmalar

CFC	Kloroflorokarbonlar
COP _S	Soğutma performans katsayısı
CO ₂	Karbondiyoksit
FDM	Faz Değiştiren Malzeme
HCFC	Hidrokloroflorokarbonlar
HFC	Hidroflorokarbonlar
HFO	Hidrofloroolefin
KIP	Küresel Isınma Potansiyeli
ODP	Ozon Delme Potansiyeli

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] P. Maison, D. Tapero, Rational Use of Energy in Buildings, ADEME Janvier (2009).
- [2] Türkiye Cumhuriyeti Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı, <https://www.csb.gov.tr/>
- [3] Florlu Sera Gazlarına İlişkin Yönetmelik Birinci Bölüm (2018, 4 Ocak). Resmi Gazete (Sayı: 30291). Erişim Adresi: <https://www.resmigazete.gov.tr/eskiler/2018/01/20180104-2.htm>
- [4] Mengjie S., Shiming D., Chaobin D., Ning M., Zhihua W., Review on Improvement for Air Source Heat Pump Units During Frosting and Defrosting, Applied Energy, 211 (2018), 1150-1170.
- [5] Park, K.J., Jung, D., Thermodynamic Performance of R502 Alternative Refrigerant Mixtures for Low Temperature and Transport Applications, Energy Conversion and Management, 48 No. 12 (2007), 3084–3089.
- [6] Shen J., Qian Z., Xing Z., Yu Y., Ge M., A Review of the Defrosting Methods of Air Source Heat Pumps Using Heat Exchanger with Phase Change Material, Energy Procedia, 160 (2019), 491-498.
- [7] Moallem, E., Hong, T., Cremaschi, L., Fisher, D.E., Effects of Surface Coating and Water Retention on Frost Formation in Microchannel Evaporators (ASHRAE RP-1589), HVAC&R Research, 19 (2014), 347–362.
- [8] Erten, S., Uludağ, K. Soğutma Sistemlerinde R404a ve R290 Soğutucu Akışkan Kullanımının Termodinamik Analizi: Deneysel Karşılaştırma. VII. Uluslararası Fen, Mühendislik ve Mimarlık Bilimlerinde Akademik Çalışmalar Sempozyumu, (2019), 254-267.
- [9] Arslan E., Kosan M., Aktas M., Erten S., Experimental Assessment of Comparative R290 vs. R449a Refrigerants by Using 3E (Energy, Exergy and Environment) Analysis: A Supermarket Application, Journal of Thermal Engineering, 7 No. 3 (2021), 595-607.
- [10] Çengel, Y. A., Boles, M. A. (2008). Termodinamik, Mühendislik Yaklaşımıyla (Beşinci Baskı). İzmir: Güven Kitabevi, 946.
- [11] Hepbaşlı, A., Kalıncı Y., A Review of Heat Pump Water Heating Systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 13 No. 6-7 (2009), 1211–1229.
- [12] Liang, J., Sun, L., Li, T., A Novel Defrosting Method in Gasoline Vapor Recovery Application, Energy, 163 (2018), 751-765.
- [13] Aktaş M., Menlik T., Boran K., Aktekeli B., Aktekeli Z., Isı Pompalı Bir Kurutucuda Portakal Kabuğu Kurutulması, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji, 2 No. 2 (2014), 229–238.
- [14] Çavuş D., Usta H., Evaporatörü Direkt Güneş Destekli Isı Pompasının Tasarımı, İmalatı ve Performans Deneyle, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji, 3 No. 3 (2015), 535-544.
- [15] Büyükzeren R., Kahraman A., Kaya M. N., Dağ H. İ., Hava Kaynaklı Bir Isı Pompası Modelinin Performans Parametrelerinin Deneysel Validasyonu, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji, 9 No. 4 (2021), 739-748.