



Farklı akışkanlarda değişken soğutucu akışkan debili (vrf) sistemin ekserji ve termoekonomik analizlerinin karşılaştırılması

Ali İbrahim Atılğan*, Utku Türkmen

Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06570, Maltepe, Ankara, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Değişken soğutucu akışkan debili sistemlerin ekserji analizi
- Farklı soğutucu akışkanların ekserji analizine etkisi
- Farklı çalışma koşullarının ekserji analizine etkisi

Makale Bilgileri

Geliş: 15.08.2016

Kabul: 05.12.2016

DOI:

10.17341/gazimmfd.322156

Anahtar Kelimeler:

Değişken debi,
termodinamik analiz,
soğutucu akışkan

ÖZET

Günümüzde birçok ısıtma ve soğutma sistemi bulunmaktadır. Değişken soğutucu akışkan debili (VRF) iklimlendirme sistemi de bunlardan biridir. Bu sistemler hem soğutma sistemi hem de ısı pompası olarak kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde aynı anda farklı hava şartları gereken otel, okul ve hastane gibi binalarda kullanımı öne çıkmaktadır. Ayrıca, aynı anda hem ısıtma hem de soğutma yapabilmesi enerji tasarrufu açısından da katkı sağlamaktadır. Bu sistemlerin diğer bir önemli avantajı ise, tek bir dış ünite ile birden fazla iç ünitenin çalışabilmesidir. Bu çalışmada, değişken soğutucu akışkan debili (VRF) iklimlendirme sisteminin farklı çalışma koşullarında, debilerde ve soğutucu akışkanlarda gerçekleşen entropi oluşumları ve ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Bu kayıplar neticesinde gerçekleşen ekserji verimleri tespit edilmiştir. Ayrıca, ekserji analizi sonrası sistemin termoekonomik analizi ve ekserji dikkate alınarak maliyet hesabı yapılmıştır. Yapılan çalışma ile VRF sistemlerinin en verimli çalışma koşulları ve en az ekserji kaybını sağlayan soğutucu akışkanlar belirlenmiştir. Çalışma koşulları ve soğutucu akışkanlar dikkate alındığında sistemin ekserji eksenli maliyeti hesaplanmıştır. Yapılan analiz neticesinde, VRF sistemlerinin eş zamanlı ısıtma ve soğutma yaptığı durumun en verimli çalışma koşulu olduğu izah edilmiştir. Ayrıca soğutucu akışkanın ve soğutucu akışkan debisinin ekserji verimi ve ekserji eksenli maliyete etkisi ortaya konmuştur.

Comparison of exergy and thermoeconomic analysis for variable refrigerant flow (vrf) system with different refrigerants

H I G H L I G H T S

- Exergy analysis of variable refrigerant flow system
- Effects of different refrigerants to exergy analysis
- Effects of different working conditions to exergy analysis

Article Info

Received: 15.08.2016

Accepted: 05.12.2016

DOI:

10.17341/gazimmfd.322156

Keywords:

Variable flow rate,
thermodynamics analysis,
different refrigerant

ABSTRACT

Nowadays lots of heating and cooling systems are available. Variable Refrigerant Flow System is one of these systems. These systems can be used both as a cooling system and a heat pump. Due to said functionally, these systems distinguish in the buildings which need different air conditions in the same time like hotels, schools or hospitals. Furthermore, with the capability of heating and cooling at the same time, these systems contribute to energy conservation. Another important advantage of these systems is that with one outside unit, more than one inside unit can be work. In this study, exergy losses and entropy generations of variable refrigerant flow (VRF) system has been evaluated in different working condition, mass flow rates and refrigerants. Exergy efficiencies that occur as a result of these losses has been determined. Besides, thermoeconomic analysis of system after the exergy analysis and cost calculation which considered exergy have been carried out. With this study, optimum working conditions of VRF systems and refrigerants that has provided minimum exergy losses have been determined. Cost of the system according to exergy has been evaluated considering working conditions and refrigerants. According to analysis it is explained that, the condition in which VRF system heating and cooling simultaneously, is the most efficient working condition. Also the effects of refrigerants and mass flow rate of refrigerant to exergy efficiency and cost of the system according to exergy has been revealed.

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: atilgan@gazi.edu.tr / Tel:+90 312 582 34 20

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

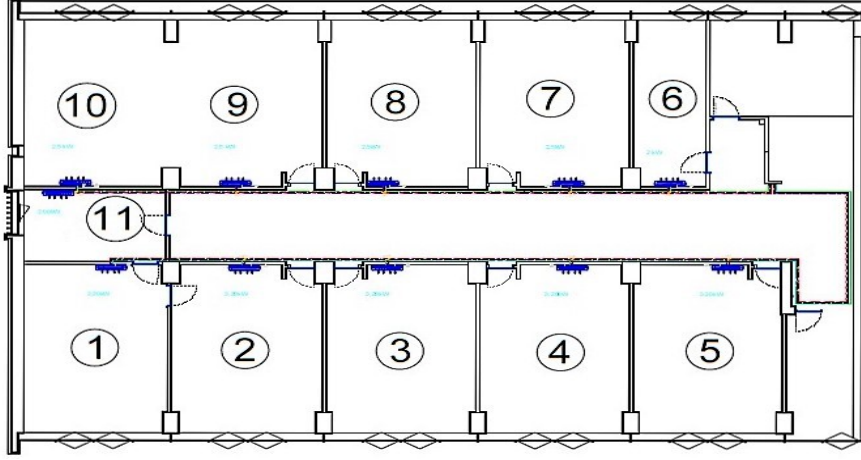
VRF sistemlerinde, iç üniteler soğutucu boruları ile paralel bir şekilde dış üniteye bağlanmaktadır. Dış üniteye 4 yollu vana bağlantısı ile soğutucu akışkan yönü değiştirilebilmekte ve bu özellik sayesinde VRF Sistemi hem soğutma sistemi hem de ısı pompası olarak kullanılabilir. Soğutma modunda, kompresörden çıkan soğutucu akışkan dış ünite eşanjörüne (kondenser olarak kullanılır) girerek 4 yollu vanaya doğru gider. Yüksek basınç düşük sıcaklıktaki (50°C, 25 bar) soğutucu akışkanın, EEV (Elektronik Genleşme Valfi) vasıtası ile basıncı düşer ve iç ünite eşanjörüne (buharlaştırıcı olarak kullanılır) girer. İç ünite ile iklimlendirilen ortam arasındaki sıcaklık farkından dolayı, iç ünite bölgeden ısı çeker ve bölgeyi soğutur. Daha sonra düşük basınçlı kızgın soğutucu akışkan (12°C, 7.5 bar) kompresöre döner ve döngü tamamlanır. Isıtma modunda ise, 4 yollu vana soğutucu akışkan yönünü tersine çevirir. Soğutucu akışkan kompresörden iç ünite eşanjörüne (kondenser olarak kullanılır) girer. İç ünite ısıyı dışarı verir ve bölgeyi ısıtır. Daha sonra, yüksek basınç düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkanın (50°C, 25 bar) basıncı EEV vasıtası ile düşürülür. Düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan dış ünite eşanjörüne (buharlaştırıcı olarak kullanılır) girer. Düşük basınçlı kızgın soğutucu akışkan (12°C, 7.5 bar) kompresöre döner ve döngü tamamlanır. Yıldırım [1] VRF sisteminin ekserji analizini yapmaya yönelik olarak, sistemin performansını ölçen deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Ekserji analizlerinden elde edilen sonuçlar sistemdeki tersinmezlikler ve potansiyel iyileştirme olmak üzere iki ana grupta değerlendirilmiştir. Yapılan çalışma sonunda ele alınan sistemde en fazla tersinmezliğin ve iyileştirme potansiyelinin kondenserde olduğu tespit edilmiştir.

Aynur [2, 3] VRF sistemlerinin ofis uygulamasındaki performansları ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Sisteme iki farklı kontrol modu uygulanmıştır. Bireysel kontrol modunda, bütün iç üniteler kendi termostatları ile kontrol edilmiştir. Ana kontrol modunda ise, bütün iç üniteler ofis ortamının merkezine konulan tek bir termostat vasıtası ile kontrol edilmiştir. Sonuçta, bireysel kontrol modunda, ana kontrol moduna göre hem daha iyi ısı konforu hem de daha yüksek verim elde edilmiştir. Ünal vd. [4] iki buharlaştırıcı içeren klasik bir buhar sıkıştırıcı soğutma sisteminin ejektörlü hale getirilmesi ile oluşturulan yeni sistemin termodinamik analizini yapmıştır. Sistemde R134 ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda ejektörlü sistemin soğutma etkinliğinin %15-17 daha fazla olduğu görülmüştür. Oruç ve Devocioğlu [5] buhar sıkıştırıcı bir soğutma sisteminde R22 yerine N20 ve R444B soğutucu akışkanlarını kullanarak, farklı evaporasyon ve kondenser sıcaklıklarında enerji ve ekserji parametrelerini incelemişlerdir. Bu çalışma sonucunda en yüksek performans katsayısı R22 soğutucu akışkanında elde edilmiştir. Eğriboyan [6] ısı geri kazanımlı değişken soğutucu akışkan debili klima sisteminin termodinamik analizini yapmıştır. Çalışmasında soğutucu akışkan debilerinin hesabını yapmış ve soğutucu akışkanın sistem

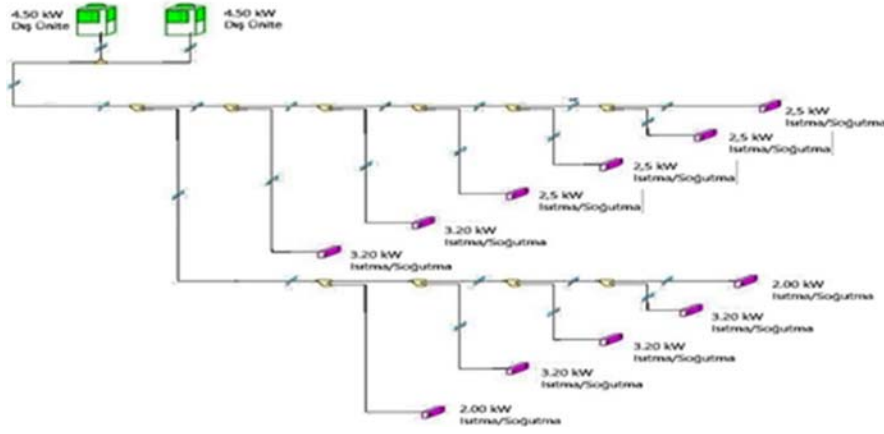
elemanları içerisinde izlediği yolu göstermiştir. Taner ve Sivrioğlu [7] şeker fabrikalarındaki buhar enerji gücü santrallerinin termoeconomik analizini yapmıştır. Yapılan çalışmada buhar enerji gücü santralindeki mevcut gücün artırılması ile ekserji maliyetinin azaltılması amaçlanmıştır. Yapılan analiz sonucunda ekserji maliyetinin düştüğü ortaya konmuştur. Çalışkan vd. [8] Maisotsenko çevrimi prensibine dayalı yeni bir hava soğutucusunun sabit çevre sıcaklığı ve 9 farklı ölü sıcaklık durumlarında enerji, ekserji, termoeconomik ve çevresel analizini yapmıştır. Enerji analizinde soğutma tesir katsayısı ve soğutma kapasitesi hesaplanmıştır. Ekserji analizinde ise ekserji kayıpları ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Kılıçarslan ve Hoşöz [9] kaskad soğutma sistemlerinde, farklı soğutucu çiftler kullanılması durumlarında enerji ve tersinmezlik analizleri yapmıştır. Çalışmada, R717-R23 soğutucu çiftinin, sistem için en avantajlı çift olduğu belirtilmiştir. Demir vd. [10] bir süt soğutma tankının, buhar sıkıştırıcı soğutma sistemine alternatif olarak güneş enerjili bir absorpsiyonlu soğutma sistemi ile soğutulmasını deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda aynı soğutma kapasitesi için, absorpsiyonlu soğutma sisteminin özgül enerji ihtiyacı, buhar sıkıştırıcı soğutma sistemine göre daha düşük olarak bulunmuştur. Tu vd. [11] birden fazla kompresör bulunan değişken soğutucu akışkan debili iklimlendirme sisteminde kapasite kontrolü ile ilgili bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada, kapasite kontrolünün kararlılık, enerji tasarrufu ve konfor konusunda son derece etkili olduğu belirtilmiştir. Ayrıca, kompresörün 55-75 Hz aralığında çalışması durumunda, sistemde en yüksek enerji verimi sağlandığı tespit edilmiştir. Padilla [12] değişken soğutucu debili iklimlendirme sistemi ile ilgili deneysel bir çalışma yapmış ve sistemin ekserji analizini hesaplamıştır. Sonuçlarda, iç ünite ile dış ünite arasındaki hatlarda sürtünmeden dolayı basınç kaybı meydana geldiği ve en çok basınç düşmesinin en yüksek soğutma yüküne sahip iç üniteye olduğu ortaya konmuştur. Kabul ve Alkan [13] farklı soğutucu akışkanlar için toprak kaynaklı ısı pompasının termodinamik ve termoeconomik analizini yapmıştır. Çalışmada yapılan hesaplamalar sonucunda, bütün soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığı ve kompresör verimi yükseldikçe, soğutma tesir katsayısı ve ekserji verimi gibi değerlerin arttığı, tersinmezlik değerinin ise düştüğü belirtilmiştir.

2. ÖRNEK SİSTEM UYGULAMASI (SAMPLE SYSTEM APPLICATION)

Analiz yapılacak sistem, bir ofis katı içinde kurulu 11 iç ünite ve 2 dış üniteye oluşan bir değişken soğutucu akışkan debili iklimlendirme sistemidir. Ofis katı içerisinde 9 oda ve 1 toplantı salonu bulunmaktadır. 5 oda içerisinde ısıtma / soğutma kapasitesi 3,2 kW, 2 oda içerisinde ısıtma / soğutma kapasitesi 2,5 kW ve 2 oda içerisinde ısıtma / soğutma kapasitesi 2 kW olan iç üniteler kullanılmıştır. Toplantı salonu içerisinde ise, 2 adet kapasitesi 2,5 kW olan iç ünite kullanılmıştır. İç üniteler duvar tipidir. Dış ünitelerde bulunan kompresörlerden en az 1 tanesi DC inverter teknolojisine sahiptir. Hesaplamalarda buharlaşma sıcaklığı



Şekil 1. İç ünitelerin numaralandırılmış şekilde gösterimi (Demonstration of Numbered Inside Units)



Şekil 2. Sistemin Şematik Gösterimi (Schematic view of the System)

Tablo 1. Çalışma koşullarına göre iç ünitelerin ısıtma/soğutma yapma durumları (Heating/Cooling Modes of Inside Units According to Working Conditions)

Koşul	Soğutma (KW)	Isıtma (kW)	Soğutma	Isıtma
1	30	0	1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11	Yok
2	24,3	5,7	2,3,4,5,6,8,9,10,11	1,7
3	19,1	10,9	2,4,5,8,9,10,11	1,3,6,7
4	14,6	15,4	2,4,5,9,10	1,3,6,7,8,11
5	8,2	21,8	2,9,10	1,3,4,5,6,7,8,11
6	3,2	26,8	2	1,3,4,5,6,7,8,9,10,11
7	0	30	Yok	1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11

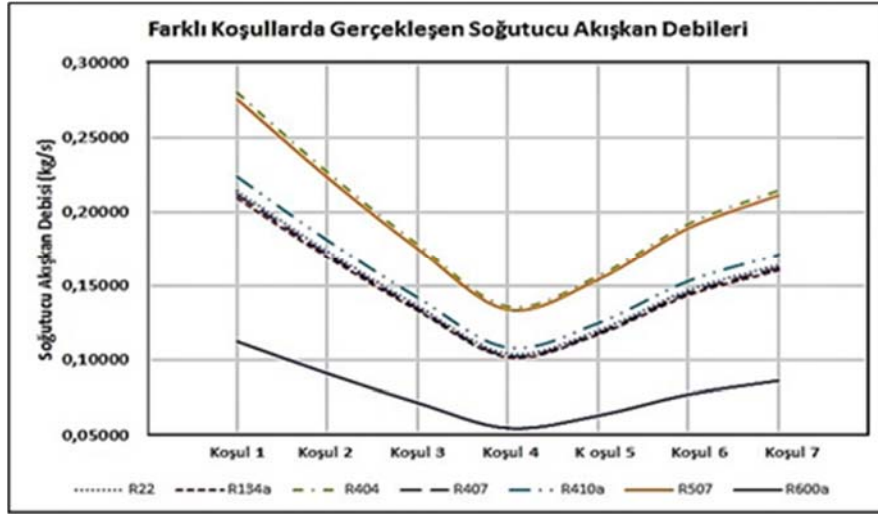
(T_b) 7 °C, yoğuşma sıcaklığı (T_y) 55 °C, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki sıcaklık değişimleri 5 °C olarak alınmıştır.

Soğutucu akışkanlara ait termodinamik özellikler, ilgili akışkanlara ait basınç-entalpi diyagramlarından, doymuş sıvı ve doymuş buhar, kızgın buhar özellikleri tablolarından alınmıştır. Şekil 1 ve şekil 2'de analiz yapılan sistemin uygulandığı alan ve bağlantı şeması gösterilmiştir. Tablo 1'de görüldüğü üzere, sistem için 7 farklı çalışma koşulu belirlenmiştir. 1. çalışma koşulunda bütün iç üniteler

soğutma modunda çalışmaktadır. 7. çalışma koşulunda ise bütün iç üniteler ısıtma modunda çalışmaktadır. Bu koşullar yalnız ısıtma/soğutma yapma durumlarında sistemde gerçekleşen ekserji kayıplarını belirlemek için kullanılacaktır. Diğer koşullar ise sistemin aynı anda ısıtma/soğutma gerçekleştirdiği durumlardır. 2. ve 3. çalışma koşulu soğutmanın daha ağırlıkta olduğu, 5. ve 6. çalışma koşulu ise ısıtmanın daha ağırlıkta olduğu çalışma koşullarıdır. 4. çalışma koşulu ise sistemin eş zamanlı ve yaklaşık olarak birbirine eşit ısıtma ve soğutma yaptığı

Tablo 2. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında sistemde gerçekleşen soğutucu akışkan debileri
(Mass flow rates of system for different refrigerants and working conditions)

	Soğutucu Akışkan Debisi (kg/s)						
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	0,21398	0,17332	0,13623	0,10414	0,11983	0,14693	0,16405
R134a	0,20953	0,16972	0,13340	0,10197	0,11733	0,14387	0,16064
R404	0,28009	0,22687	0,17832	0,13631	0,15685	0,19233	0,21473
R407	0,21171	0,17149	0,13479	0,10303	0,11856	0,14538	0,16231
R410a	0,22336	0,18092	0,14221	0,10870	0,12508	0,15338	0,17125
R507	0,27548	0,22314	0,17539	0,13407	0,15427	0,18916	0,21120
R600a	0,11261	0,09121	0,07169	0,05480	0,06306	0,07732	0,08633

**Şekil 3.** Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında sistemde gerçekleşen soğutucu akışkan debileri
(Mass flow rates of system for different refrigerants and working conditions)

çalışma koşuludur. Sistem eş zamanlı ısıtma/soğutma yaptığı çalışma koşullarında, soğutma yaptığı bölgeden ısı çekerek, bu ısıyı ısıtma yaptığı bölgede kullanmaktadır.

$$\frac{dM}{dx} = \sum_{giris} \dot{m} - \sum_{cikis} \dot{m} \quad (1)$$

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{giris} \dot{m}(e + Pv) - \sum_{cikis} \dot{m}(e + Pv) \quad (2)$$

Sisteme öncelikle 7 farklı akışkan kullanıldığı ve farklı çalışma koşullarında Eş. 1'deki kütle korunumu ve Eş. 2'deki termodinamiğin I. yasası uygulanmış ve farklı koşullardaki soğutucu akışkan debileri hesaplanmıştır.

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS}{dx} - \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum_{cikis} \dot{m}s - \sum_{giris} \dot{m}s \geq 0 \quad (3)$$

$$(T_0 \dot{S}_{gen}) = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \dot{\phi}_{in} - \dot{\phi}_{out} \quad (4)$$

I. yasa uygulamasından sonra, sisteme Eş. 3 ve Eş. 4'teki termodinamiğin II. yasası uygulanmıştır. Bu şekilde sistemde oluşan entropi hesaplanmıştır. Sistemdeki her bir eleman için ayrı ayrı II. yasa uygulanarak ve sistem elemanlarında oluşan entropi hesabı yapılmıştır [14].

$$\dot{X}_{ykm} = (T_0 \dot{S}_{gen})_{komp} + (T_0 \dot{S}_{gen})_{buh} + (T_0 \dot{S}_{gen})_{kond} + (T_0 \dot{S}_{gen})_{valf} \quad (5)$$

$$\dot{E}_w = \sum_{i=1}^n [(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i)_{igiris} - \mu_{0,i}] \dot{m}_{i,igiris} - \sum_{i=1}^n [(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i)_{cikis} - \mu_{0,i}] \dot{m}_{i,cikis} - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (6)$$

$$\frac{\dot{E}_{w,ters}}{\dot{E}_w} = \eta_2 \quad (7)$$

Eş. 5'deki ifade kullanılarak sistemdeki elemanların tamamı için ekserji kaybı hesaplanmış ve bu elemanların ekserji kayıpları bulunduktan sonra, toplam ekserji kaybı hesaplanmıştır. Ayrıca Eş. 6 ve Eş. 7'deki ifadeler kullanılarak sistem için ekserji dengesi ve ekserji verimleri hesaplanmıştır.

$$\dot{C}_{giris} + \dot{Z}_{tot} = \dot{C}_{cikis} \quad (8)$$

$$\dot{C}_{giris(cikis)} = \dot{c}_{giris(cikis)} \dot{E}x_{giris(cikis)} \quad (9)$$

$$\dot{Z}_{tot} = \dot{Z}_{Cl} + \dot{Z}_{OM} = \frac{\Omega [AC]}{r} \quad (10)$$

$$[AC] = [PW][CRF] \quad (11)$$

$$[PW] = [TCI] - [SV][WF] \quad (12)$$

$$[SV] = [TCI]\mu \quad (13)$$

Sisteme uygulanan ekserji analizi sonrası, sistemin 7 farklı çalışma koşulunda ve 7 farklı soğutucu akışkan kullanılması durumlarında Eş. 8 – Eş. 13'deki ifadeler kullanılarak termoeconomik analizi yapılmıştır [15].

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

3.1. Sistemde Gerçekleşen Soğutucu Akışkan Debileri (Mass Flow Rates of System)

Tablo 2 ve şekil 3'te görüldüğü üzere, en düşük soğutucu akışkan debisi 4. çalışma koşulunda gerçekleşmişken, en yüksek debi 1. çalışma koşulunda gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, en düşük debi R600a soğutucu

akışkanında meydana gelmişken, en yüksek debi ise R404 soğutucu akışkanında meydana gelmiştir.

3.2. Kompresörde Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (Exergy Losses in Compressor)

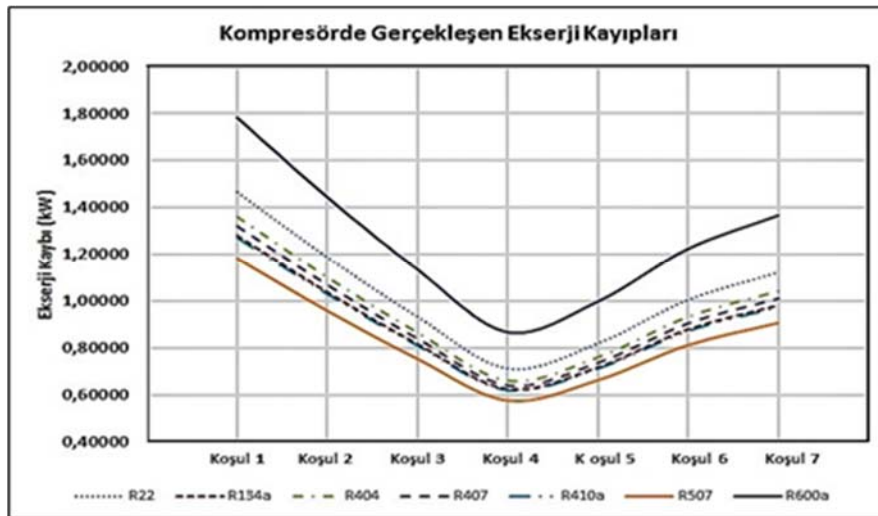
Tablo 3 ve şekil 4'te görüldüğü üzere, kompresörde 4. çalışma koşulunda en düşük ekserji kaybı gerçekleşmişken, 1. çalışma koşulunda en yüksek ekserji kaybı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, kompresörde en düşük ekserji kaybı R507 soğutucu akışkanında meydana gelmişken, en yüksek ekserji kaybı ise R600a soğutucu akışkanında meydana gelmiştir.

3.3. Genleşme Valfinden Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (Exergy Losses in Expansion Valve)

Tablo 4 ve şekil 5'te görüldüğü üzere, genleşme valfinden 4. çalışma koşulunda en düşük ekserji kaybı gerçekleşmişken, 1. çalışma koşulunda en yüksek ekserji kaybı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, genleşme valfinden en düşük ekserji kaybı R600a soğutucu akışkanında meydana gelmişken, en yüksek ekserji kaybı ise R134a soğutucu akışkanında meydana gelmiştir.

Tablo 3. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında kompresörde gerçekleşen ekserji kayıpları
(Exergy losses in compressor for different refrigerants and working conditions)

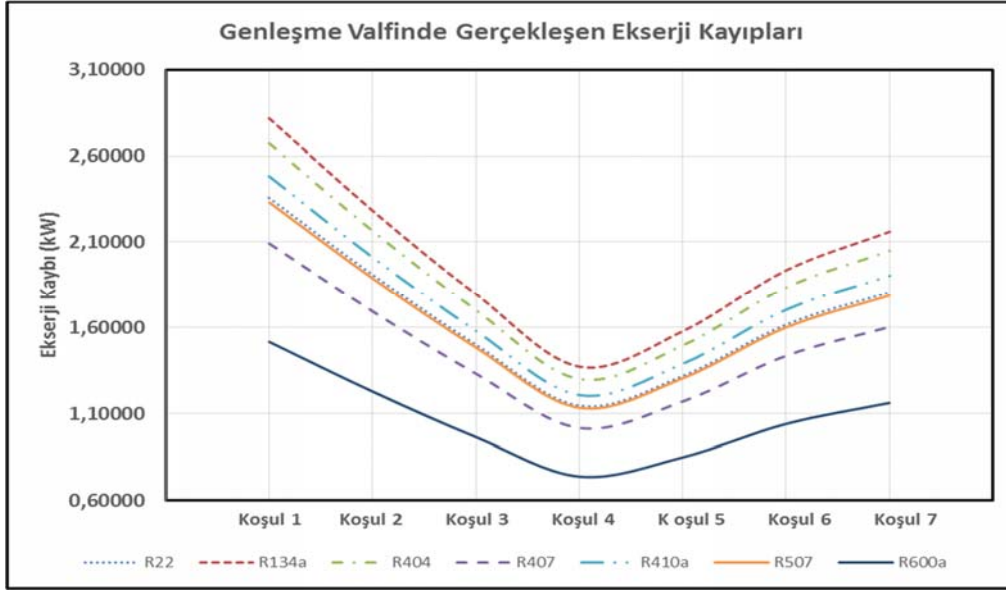
	Kompresörde Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (kW)						
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	1,46662	1,18796	0,93375	0,71375	0,82131	1,00708	1,12441
R134a	1,28000	1,03680	0,81493	0,62293	0,71680	0,87893	0,98133
R404	1,36049	1,10200	0,86618	0,66210	0,76187	0,93420	1,04304
R407	1,31860	1,06807	0,83951	0,64172	0,73842	0,90544	1,01093
R410a	1,27134	1,02979	0,80942	0,61872	0,71195	0,87299	0,97470
R507	1,18215	0,95754	0,75263	0,57531	0,66200	0,81174	0,90631
R600a	1,78189	1,44333	1,13447	0,86719	0,99786	1,22357	1,36612



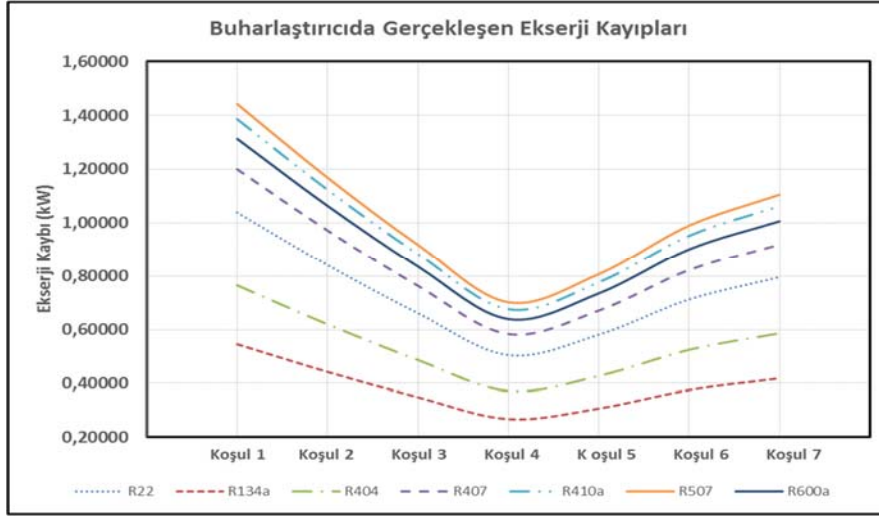
Şekil 4. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında kompresörde gerçekleşen ekserji kayıpları
(Exergy losses in compressor for different refrigerants and working conditions)

Tablo 4. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında genleşme valfinden gerçekleşen ekserji kayıpları
(Exergy losses in expansion valve for different refrigerants and working conditions)

	Genleşme Valfinden Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (kW)						
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	2,35934	1,91107	1,50212	1,14821	1,32123	1,62008	1,80883
R134a	2,81599	2,28096	1,79285	1,37045	1,57696	1,93365	2,15893
R404	2,67090	2,16343	1,70047	1,29984	1,49570	1,83402	2,04769
R407	2,09462	1,69664	1,33358	1,01938	1,17299	1,43831	1,60588
R410a	2,48278	2,01105	1,58070	1,20829	1,39036	1,70484	1,90346
R507	2,33146	1,88848	1,48436	1,13464	1,30562	1,60094	1,78745
R600a	1,51679	1,22860	0,96569	0,73817	0,84940	1,04153	1,16287

**Şekil 5.** Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında genleşme valfinden gerçekleşen ekserji kayıpları
(Exergy losses in expansion valve for different refrigerants and working conditions)**Tablo 5.** Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında buharlaştırıcıda gerçekleşen ekserji kayıpları
(Exergy losses in evaporator for different refrigerants and working conditions)

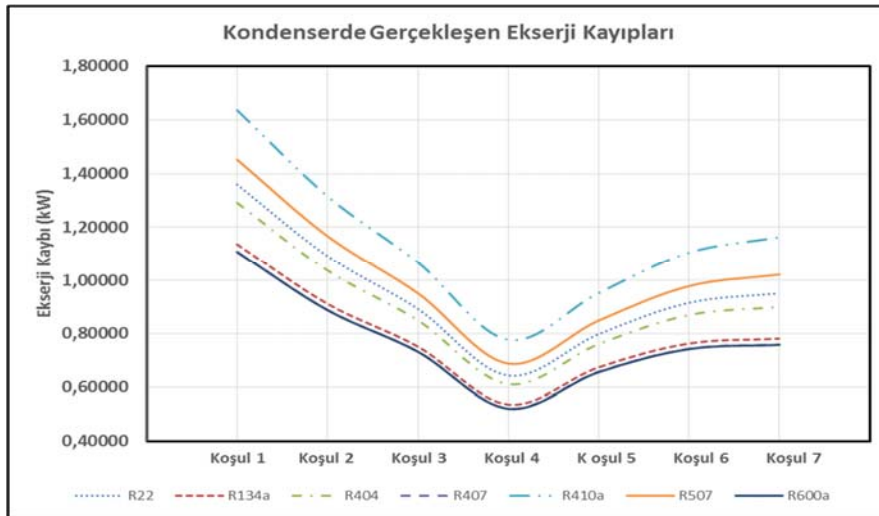
	Buharlaştırıcıda Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (kW)						
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	1,03848	0,84117	0,66116	0,50539	0,58155	0,71309	0,79616
R134a	0,54589	0,44217	0,34755	0,26567	0,30570	0,37485	0,41852
R404	0,76490	0,61957	0,48699	0,37225	0,42835	0,52523	0,58643
R407	1,20053	0,97243	0,76434	0,58426	0,67230	0,82437	0,92041
R410a	1,38592	1,12260	0,88237	0,67448	0,77612	0,95167	1,06254
R507	1,44250	1,16843	0,91839	0,70202	0,80780	0,99052	1,10592
R600a	1,31329	1,06376	0,83613	0,63913	0,73544	0,90179	1,00685



Şekil 6. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında buharlaştırıcıda gerçekleşen ekserji kayıpları (Exergy losses in evaporator for different refrigerants and working conditions)

Tablo 6. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında kondenserde gerçekleşen ekserji kayıpları (Exergy losses in condenser for different refrigerants and working conditions)

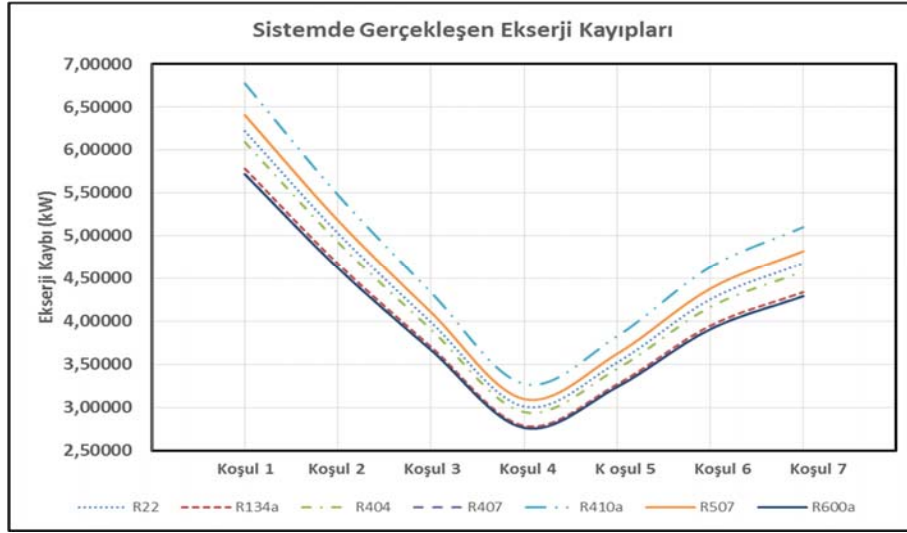
Kondenserde Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (kW)							
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	1,36008	1,09258	0,89318	0,64374	0,79799	0,91575	0,95188
R134a	1,13753	0,91231	0,75148	0,53543	0,67336	0,76293	0,78125
R404	1,29194	1,03738	0,84979	0,61057	0,75983	0,86896	0,89963
R407	1,10940	0,88953	0,73358	0,52174	0,65761	0,74362	0,75969
R410a	1,63569	1,31582	1,06865	0,77787	0,95233	1,10500	1,16318
R507	1,45176	1,16684	0,95154	0,68835	0,84933	0,97870	1,02216
R600a	1,10762	0,88808	0,73244	0,52087	0,65661	0,74239	0,75832



Şekil 7. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında kondenserde gerçekleşen ekserji kayıpları (Exergy losses in condenser for different refrigerants and working conditions)

Tablo 4. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları
(Exergy losses in entire system for different refrigerants and working conditions)

	Sistemde Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (kW)						
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	6,22452	5,03278	3,99020	3,01110	3,52207	4,25600	4,68128
R134a	5,77942	4,67224	3,70682	2,79448	3,27281	3,95036	4,34003
R404	6,08823	4,92238	3,90343	2,94477	3,44575	4,16241	4,57679
R407	5,72316	4,62667	3,67100	2,76710	3,24131	3,91173	4,29690
R410a	6,77574	5,47926	4,34114	3,27935	3,83075	4,63450	5,10388
R507	6,40787	5,18129	4,10693	3,10033	3,62475	4,38190	4,82185
R600a	5,71959	4,62378	3,66873	2,76536	3,23931	3,90928	4,29416

**Şekil 8.** Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları
(Exergy losses in entire system for different refrigerants and working conditions)

3.4. Buharlaştırıcıda Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (Exergy Losses in Evaporator)

Tablo 5 ve şekil 6'da görüldüğü üzere, buharlaştırıcıda 4. çalışma koşulunda en düşük ekserji kaybı gerçekleşmişken, 1. çalışma koşulunda en yüksek ekserji kaybı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, buharlaştırıcıda en düşük ekserji kaybı R134a soğutucu akışkanında meydana gelmişken, en yüksek ekserji kaybı ise R507 soğutucu akışkanında meydana gelmiştir.

3.5. Kondenserde Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (Exergy Losses in Condenser)

Tablo 6 ve şekil 7'de görüldüğü üzere, kondenserde 4. çalışma koşulunda en düşük ekserji kaybı gerçekleşmişken, 1. çalışma koşulunda en yüksek ekserji kaybı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, kondenserde en düşük ekserji kaybı R600a soğutucu akışkanında meydana

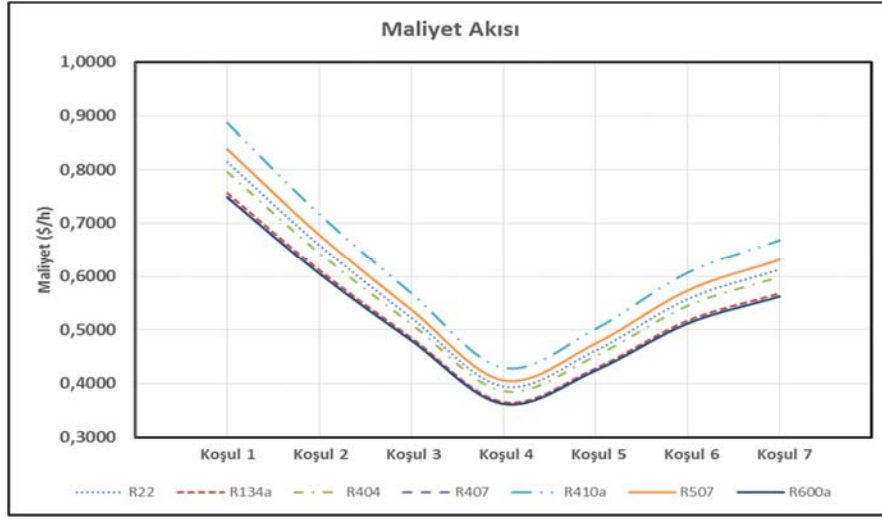
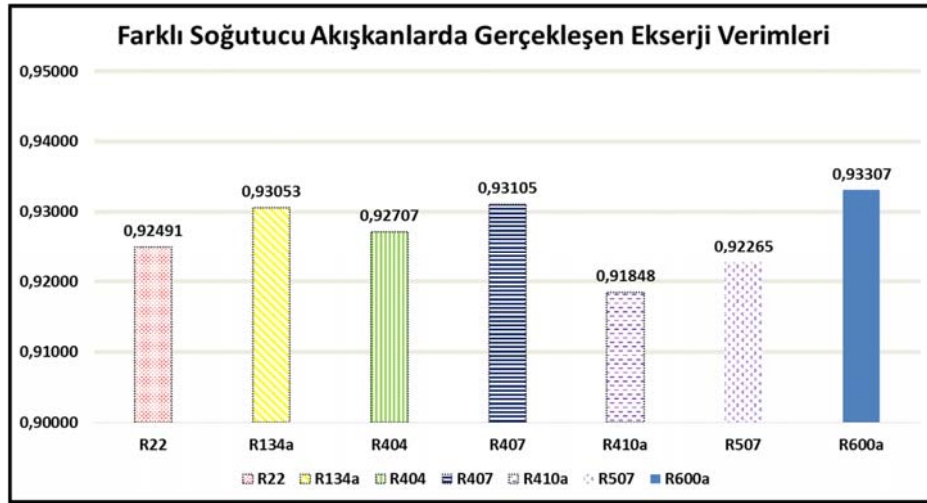
gelmişken, en yüksek ekserji kaybı ise R410a soğutucu akışkanında meydana gelmiştir.

3.6. Sistemde Gerçekleşen Ekserji Kayıpları (Exergy Losses in the System)

Tablo 7 ve şekil 8'de görüldüğü üzere, sistemde 4. çalışma koşulunda en düşük ekserji kaybı gerçekleşmişken, 1. çalışma koşulunda en yüksek ekserji kaybı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, sistemde en düşük ekserji kaybı R600a soğutucu akışkanında meydana gelmişken, en yüksek ekserji kaybı ise R410a soğutucu akışkanında meydana gelmiştir. Çalışma koşulları dikkate alındığında, sistemin tüm elemanlarında ve tüm soğutucu akışkanlarda, 4. çalışma koşulu olan eş zamanlı ısıtma/soğutma yapma durumunda, en düşük ekserji kaybı gerçekleşmiştir. En yüksek ekserji kaybı ise sistemin yalnız soğutma yaptığı 1. çalışma koşulunda gerçekleşmiştir. Ayrıca, ısıtma ve soğutma değerleri birbirine yaklaştıkça sistemde gerçekleşen ekserji kayıpları azalmıştır.

Tablo 5. Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında termoeconomik analiz sonuçları
(Thermoeconomic results for different refrigerants and working conditions)

	Ekserji Eksenli Birim Maliyet Akısı (\$/h)						
	Koşul 1	Koşul 2	Koşul 3	Koşul 4	Koşul 5	Koşul 6	Koşul 7
R22	0,8148	0,6588	0,5223	0,3942	0,4610	0,5571	0,6128
R134a	0,7565	0,6116	0,4852	0,3658	0,4284	0,5171	0,5681
R404	0,7969	0,6443	0,5110	0,3855	0,4510	0,5449	0,5991
R407	0,7492	0,6056	0,4805	0,3622	0,4243	0,5120	0,5625
R410a	0,8869	0,7172	0,5683	0,4293	0,5014	0,6067	0,6681
R507	0,8388	0,6782	0,5376	0,4058	0,4745	0,5736	0,6312
R600a	0,7487	0,6053	0,4802	0,3620	0,4240	0,5117	0,5621

**Şekil 9.** Farklı soğutucu akışkanlarda ve çalışma koşullarında termoeconomik analiz sonuçları
(Thermoeconomic results for different refrigerants and working conditions)**Şekil 10.** Farklı soğutucu akışkanlarda sistemin II. kanun verimleri (2nd law efficiencies for different refrigerants)

3.7. Termoeconomik Analiz Sonuçları (Results of Thermoeconomic Analysis)

Tablo 8 ve şekil 9'da görüldüğü üzere, sistemde 4. çalışma koşulunda en düşük maliyet akısı gerçekleşmişken, 1. çalışma koşulunda en yüksek maliyet akısı gerçekleşmiştir. Soğutucu akışkanlar incelendiğinde ise, sistemde en düşük maliyet akısı R600a soğutucu akışkanında meydana gelmişken, en yüksek maliyet akısı ise R410a soğutucu akışkanında meydana gelmiştir

3.8. Sistemin II. Kanun Verimleri (2nd Law Efficiencies of the System)

Şekil 10'da görüldüğü üzere, sistemde en yüksek II. Kanun verimi R600a soğutucu akışkanını için gerçekleşmişken, en düşük II. Kanun verimi R410a soğutucu akışkanını için gerçekleşmiştir.

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Yapılan bu çalışma ile farklı soğutucu akışkanların, VRF sistemlerinin verimlerine etkisi incelenmiştir. Daha önce yapılan çalışmalarda, farklı çalışma koşulları altında sistemin performans değerleri incelenmiş, farklı soğutucu akışkanların, farklı çalışma koşullarında VRF sisteminin verimine etkisini inceleyen bir çalışma yapılmamıştır. Ayrıca yapılan bu çalışmada, hangi soğutucu akışkanın en çok ekserji kaybına sebep olduğu ve bu kayıpların hangi sistem elemanında meydana geldiği detaylı bir şekilde incelenmiştir. Bu çalışma, uygun soğutucu akışkanın belirlenmesi ve sistem elemanlarındaki kayıpların azaltılması için yapılacak çalışmalara katkı sağlayacaktır. Farklı çalışma koşulları dikkate alındığında, en az ekserji kaybı oluşumunun kısmi yüklenme durumlarında en çok ekserji kaybının ise yalnız soğutma koşulunda gerçekleştiği görülmektedir. İç ünite yüklerinin en çok olduğu durum olan yalnız soğutma koşulunda ise ekserji kaybı en yüksek olmaktadır. Daha önce yapılan çalışmalar incelendiğinde, kütleli debideki artışın sistemin ekserji kaybını artırdığı tespiti yapılmıştır. En az ekserji kaybı gerçekleşen kısmi yüklenme durumunda soğutucu akışkan debisi en düşük olarak gerçekleşmiştir. Bu sonuç, daha önce yapılan çalışma ile benzerlik göstermektedir. Farklı soğutucu akışkanlar dikkate alındığında ise, en düşük ekserji kaybı R600a soğutucu akışkanında meydana gelmektedir. Bu akışkanı sırasıyla R407, R134a, R404, R22, R507 ve R410a takip etmektedir. Farklı çalışma koşulları için termoeconomik analiz sonuçları değerlendirildiğinde, en düşük maliyet akısı kısmi yüklenme durumunda, en yüksek maliyet akısı ise, ekserji kaybının en yüksek olduğu, yalnız soğutma koşulunda gerçekleşmektedir. Farklı soğutucu akışkanlar için termoeconomik analiz sonuçları değerlendirildiğinde ise, en düşük toplam maliyet akısı, R600a akışkanında meydana geldiği tespit edilmiştir. Bu akışkanı sırasıyla R407, R134a, R404, R22, R507 ve R410a akışkanları takip etmektedir. Bu çalışmanın devamı niteliğinde, daha farklı soğutucu akışkanlar için hesaplamalar yapılarak, sistem için en verimli soğutucu akışkanın tespitinde net bilgiler elde edilebilir. Bunlara ek olarak, bu çalışmada yapılan teorik çalışmalar deneysel olarak incelenebilir ve sonuçlar

karşılaştırılabilir. Sistemde gerçekleşen ekserji verimleri incelendiğinde ise yaklaşık %91,5-%93,5 arasında değerlere ulaşılmıştır. Daha önce yapılan çalışmalar incelendiğinde, VRF sistemi üzerinde deneysel bir çalışma yapılmış ve ekserji verimi yaklaşık olarak %87 olarak tespit edilmiştir. Bu orana çevresel faktörler ve borulardaki kayıplarda dahil olduğundan daha düşük elde edilmiştir. Yapılan hesaplamalarda, sistemin ana elemanları üzerinde analiz yapılmış ve yine bu ana elemanlarda gerçekleşen entropi oluşumları ve ekserji kayıpları tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlar dikkate alınarak, ana elemanlar üzerinde sistemin ekserji verimini arttıracak tedbirler ile ilgili çalışmalar yapılabilir. Ayrıca, borularda gerçekleşen ekserji kayıplarının hesaba katıldığı bir analiz ile borulamanın, sistemin ekserji verimine etkisi detaylı bir şekilde incelenebilir.

5. SEMBOLLER (SYMBOLS)

hz	: Hertz
°C	: Santigrat derece
kW	: Kilowatt
kJ	: Kilojoule
kg	: Kilogram
s, S _{gen}	: Birim Entropi, Entropi oluşumu
Q	: Isı transferi
m	: Kütleli debi
v	: Özgül hacim
ω	: Kütle transferine bağlı ekserji
E _w	: Sistemin ekserji dengesi
η ₂	: İkinci kanun verimi
C, c	: Ekserji maliyet akısı, Birim ekserji maliyet akısı
Z	: Maliyet akısı
Ẃ _x	: Ekserji akısı
AC, TCI	: Yıllık yatırım maliyeti, Toplam yatırım maliyeti
WF, PW	: Değer Faktörü, Bugünkü değer faktörü
CRF	: Sermaye kurtarma faktörü
SV, μ	: Hurda değeri, Hurda değer oranı
Ω, r	: İşletme ve bakım faktörü, Yıllık çalışma saati

Kısaltmalar (Abbreviations)

DC	Direct current
EEV	Elektronik genleşme valfi
VRF	Variable refrigerant flow

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Yıldırım A., Değişken Soğutucu Akışkan Debili Klima Sistemlerinde Ekserji Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Osmaniye, 2014.
2. Aynur T.N., Hwang, Y., Radermacher R., Field Performance Measurements of a VRV AC/HP System, 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, IN - A.B.D., 1-8, 15-20 Temmuz 2006.
3. Aynur T.N., Hwang Y., Radermacher, R., Experimental Evaluation of the Ventilation Effect on the Performance

- of a VRV System in Cooling Mode - Part I: Experimental Evaluation, HVAC&R Research, 14 (4), 615-630, 2008.
4. Ünal Ş., Erdinç M.T., Kutlu Ç., Thermodynamic Analysis of a Refrigeration System with Double Evaporators and Ejector, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 31 (4), 1039-1047, 2016.
 5. Oruç V., Devocioğlu A.G., Effect on the Thermodynamic Performance Using N20 and R444B Refrigerants Instead of R22 in a Vapor Compression Refrigeration System, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 31 (4), 859-869, 2016.
 6. Eyriboğun M., Isı Geri Kazanımlı Değişken Akışkan Debili (VRV/VRF) Klima Sisteminin Termodinamiği ve Akış Kontrolü, Ulusal İklimlendirme Kongresi, Antalya-Türkiye, 283-299, 18-20 Kasım 2011.
 7. Taner T., Sivrioğlu M., Thermoeconomic Analysis For the Power Plants of Sugar Factories, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 29 (2), 407-414, 2014.
 8. Çalışkan H., Dinçer İ., Hepbaşlı A., Exergoeconomic and Sustainability Analyses of a Novel Air Cooler, Energy and Build., 55 (1), 747-756, 2012.
 9. Kılıçarslan A., Hoşöz M., Energy and Irreversibility Analysis of a Cascade Refrigeration System for Various Refrigerant Couples, Energy Convers. Manage., 51 (12), 2947-2954, 2010.
 10. Demir V., Günhan T., Şahin A., Ekren O., Bilgen H., Erek A., Experimental Investigation of Cooling Performance of Milk Cooling Tank with the Vapor Compressed and Solar Absorption (LiCl-H₂O) Cooling System, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 31 (1), 29-37, 2016.
 11. Tu Q., Zou D., Deng C., Zhang J., Hou L., Yang M., Nong G., Feng Y., Investigation on Output Capacity Control Strategy of Variable Refrigerant Flow Air Conditioning Systems, Appl. Therm. Eng., 99 (1), 280-290, 2016.
 12. Padilla M., Exergy Analysis of The Performance of a Variable Refrigerant Flow (VRF) Air Conditioning System, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 19 (1), 57-68, 2011.
 13. Kabul A., Alkan R., Farklı Soğutucu Akışkanlar için Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Termodinamik ve Termoeconomic Analizi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 36 (1), 119-131, 2013.
 14. Çengel A.Y., Boles M.A., Thermodynamics: An Engineering Approach, Mc-Graw Hill, New York, A.B.D., 2002.
 15. Yıldız A., Thermoeconomic Analysis of Diffusion Absorption Refrigeration Systems, Appl. Therm. Eng., 99 (1), 23-31, 2016.

