



Buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sisteminde R22 yerine N20 ve R444B soğutucu akışkanlarını kullanmanın termodinamik performansa etkisi

Vedat Oruç *, Atilla Gencer Devecioğlu

Dicle Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 21280, Diyarbakır, Türkiye

Ö N E Ç I K A N L A R

- R22 yerine kullanılabilen N20 ve R444B soğutucu akışkanları incelenmiştir
- Soğutucu akışkanların enerji ve ekserji analizi yapılmıştır
- Soğutucu akışkanlar farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıkları için teorik olarak karşılaştırılmıştır

Makale Bilgileri

Geliş: 09.02.2015

Kabul: 01.07.2016

DOI:

10.17341/gazimmfd.278441

Anahtar Kelimeler:

R22,
N20,
R444B,
küresel ısınma potansiyeli,
ekserji

ÖZET

Bu çalışmada buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sisteminde R22 soğutucu akışkanı yerine N20 ve L20 (R444B) soğutucu akışkanının kullanılmasıyla enerji ve ekserji parametreleri teorik olarak incelenmiştir. Aynı çalışma şartları altında farklı evaporasyon sıcaklıkları (-15°C, -10°C, -5°C, 0°C) ve kondenser sıcaklıkları (30°C, 40°C, 50°C) için enerji parametrelerin mukayesesi yapılmıştır. Üç soğutucu akışkan için de performans katsayılarının (COP) aynı mertebede olduğu görülmüş ancak en yüksek COP değeri R22 durumunda elde edilmiştir. N20 veya R444B kullanacak olan cihazların, R22 ile çalışan sistemlere göre daha büyük kondenser yüzey alanlarının olması gerektiği anlaşılmıştır. İncelenen soğutucu akışkanlar içerisinde R22'nin ekserji veriminin daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Effect on the thermodynamic performance using N20 and R444B refrigerants instead of R22 in a vapor compression refrigeration system

H I G H L I G H T S

- N20 and R444B refrigerants used instead of R22 were investigated.
- The energy and exergy analyses were implemented for the refrigerants.
- The refrigerants have been theoretically compared for different evaporation and condenser temperatures

Article Info

Received: 09.02.2015

Accepted: 01.07.2016

DOI:

10.17341/gazimmfd.278441

Keywords:

R22,
N20,
R444B,
global warming potential,
exergy

ABSTRACT

In this study, the energy and exergy parameters were theoretically investigated for a vapor compression refrigeration system for which N20 and L20 (R444B) refrigerants were used instead of R22. The comparison of the energy parameters was carried out for different evaporation temperatures (-15°C, -10°C, -5°C, 0°C) and condensing temperatures (30°C, 40°C, 50°C) under the same operating conditions. The coefficients of performance (COP) were seen to be in the same order of magnitude for three refrigerants, but the highest COP value was obtained with R22 case. It was seen that the equipments which will use N20 or R444B should have larger condenser surface areas compared to devices operating with R22. It was also determined that the exergetic efficiency of R22 was higher among the investigated refrigerants.

* Sorumlu Yazar/Corresponding author: voruc@dicle.edu.tr / Tel: +90 412 241 1000

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Birçok soğutma sistemi uygulamasında kullanılan R22 soğutucu akışkanının ozon tabakasına verdiği zarardan dolayı, kademeli olarak ortadan kaldırılması bir takvime bağlanmıştır. AB düzenlemesi ile var olan cihazların 1 Ocak 2015 tarihine kadar kullanılması, bu tarihten sonra ozona zarar vermeyen soğutucu akışkan kullanan cihazlarla değiştirilmesi zorunludur [1]. Gelişmekte olan ülkelerde R22 soğutucu akışkanı kullanan yeni iklimlendirme ve soğutma sistemi cihazlarının satışı serbesttir. Günümüzde ozon tabakasına zararlı HCFC içeren gazların yaklaşık %93'ü R22 soğutucu akışkanını kullanmaktadır [2]. R22 soğutucu akışkanı ile çalışan mevcut cihazlarda yapısal bir değişiklik yapmadan, ozon tabakasına zarar vermeyen soğutucu akışkanların kullanılabilmesi ekonomik yarar sağlayacaktır. Bakım ve arıza gibi nedenlerden dolayı, birçok soğutma sistemi soğutucu akışkanını kaybetmektedir. İçerdiği klor atomları sebebiyle R22, ozon tabakasının yok olmasına yol açmaktadır. Bu yüzden R22 ile çalışan sistemleri, ozon yok etme potansiyeli (ODP) değeri sıfır olan düşük küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahip soğutucu akışkanlarla değiştirilmelidirler. Bu amaçla, uygun alternatif akışkanlar sistemlerde herhangi bir yapısal düzenleme yapılmadan doğrudan sisteme şarj edilebilecekleri gibi, bazı küçük değişiklikler uygulandıktan sonra da kullanılabilirler. R22 yerine sıfır ODP değerine sahip soğutucu akışkanlarla yapılmış birçok çalışma mevcuttur. Konunun güncel olmasından dolayı ilgili çalışmalar devam etmektedir [3,4]. İklimlendirme cihazlarında ozon-dostu soğutucu akışkanların kullanıldığı çalışmalar güncelliğini korumakta ve bu araştırmalarda R22'nin yerine kullanılacak alternatif soğutucuların tercih edilmesi gerekliliği belirtilmektedir [5-9, 22, 23]. Konuyla ilgili N20 ile R404A gazı mukayese edilmiştir [10]. Araştırmacılar, soğutma kapasitesinin %40 azalmasına karşın, verimlilikte %2 artış olduğunu belirtmişlerdir. Bu düşük kapasitenin karşılanması için sistemdeki parçaların değiştirilmesi gerektiği önerilmiştir. Ayrıca GWP değeri de %75 oranında azalacaktır. Bir klima sisteminde R22, N20 ve R407C soğutucu akışkanları deneysel olarak karşılaştırılmıştır [11]. Bulgulara göre R22 ile N20'nin kapasite ve COP değerlerinin, 46°C dış ortam ve 29°C iç ortam sıcaklığı için aynı olduğu bulunmuştur. Sisteme R22 soğutucu akışkanına kıyasla %15 oranında daha az gaz şarj

edilebileceği ve GWP değerinin %85 azalacağı belirtilmiştir [11]. Klima cihazları için yüksek sıcaklık koşullarında, R22 ile R444B'nin mukayese edildiği deneysel çalışmada R444B'nin soğutma kapasitesinin R22'ninkine çok benzediğini, 52°C çevre sıcaklığında R22'nin değerinden daha yüksek olduğunu söylemişlerdir. COP değerlerinin de benzer şekilde birbirlerine çok yakın olduğu belirlenmiştir [17]. R22 ile onun yerine kullanılacak düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırıldığı çalışmada, R22 ile R444B'nin soğutma kapasitesi miktarlarının uyumlu olduğu görülmüştür. Aynı şekilde COP değerlerinin de uyumlu ve birbirlerine çok yakın olduğu anlaşılmıştır [18]. Farklı buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde, düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların teorik olarak enerji parametrelerini karşılaştıran çalışmalar [19, 20] ile tek kademeli ve ısı değiştiricisi olan sistemin enerji ve ekserji analizlerin yapıldığı araştırma [21] bulunmaktadır. Henüz ticarileşmemiş N20 ile ASHRAE kodu R444B olan L20 soğutucu akışkanları orta vadede R22 yerine alternatif olabilecek soğutucu akışkanlardır. Bu çalışmada, N20 ve R444B soğutucu akışkanlarının, R22'ye kıyasla enerji ve ekserji parametreleri teorik olarak incelenmektedir.

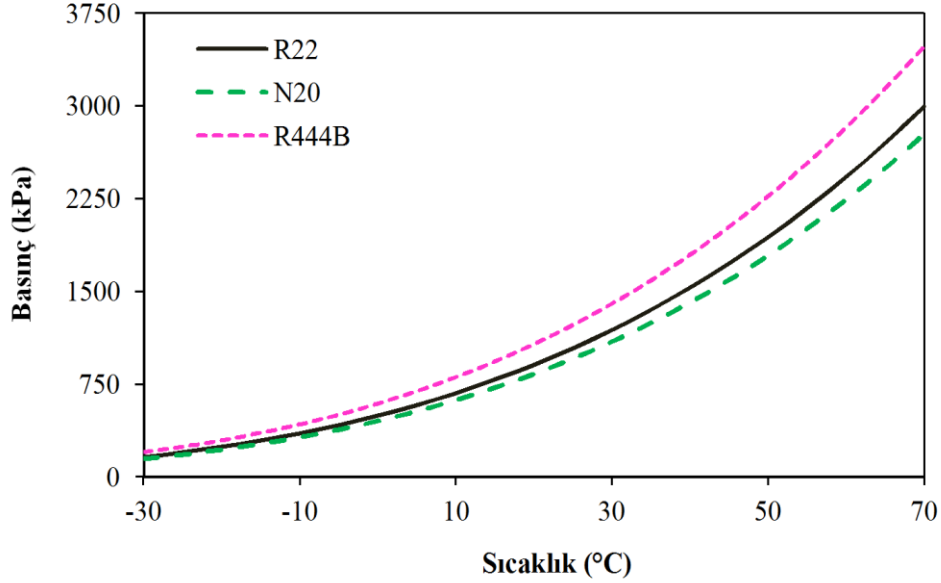
2. İNCELENEN SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN ÖZELLİKLERİ (PROPERTIES OF THE STUDIED REFRIGERANTS)

N20 ve R444B direkt genleşmeli buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde R22 yerine kullanılacak soğutucu akışkanlardır. Bunlar R22'nin kullanıldığı ticari ve evsel tüm sistemlerde kullanılabilirler. Tablo 1'de R22 ile bahsedilen alternatif gazların bazı özellikleri verilmiştir. Azeotropik özellik gösteren N20 ve R444B'nin kayma sıcaklıkları Tablo 1'de görüldüğü gibi yüksektir. HFO (hidrofloroolefin) temelli iki yeni gazdan N20 ile R444B'nin GWP değerleri sırasıyla 1000 ve 300 civarında olup, R22 soğutucusunun GWP değeri 1760'dır. Düşük GWP değerine karşılık R444B, alevlenebilir olarak sınıflandırılır [12]. Şekil 1'de bu çalışmada araştırılan soğutucu gazların -30°C ile 70°C sıcaklık aralığı için basıncın değişimi görülmektedir. Doyma basınçları arasındaki uyumdan, gazların termodinamik özelliklerinin birbirine yakın oldukları anlaşılabilir. Özellikle düşük

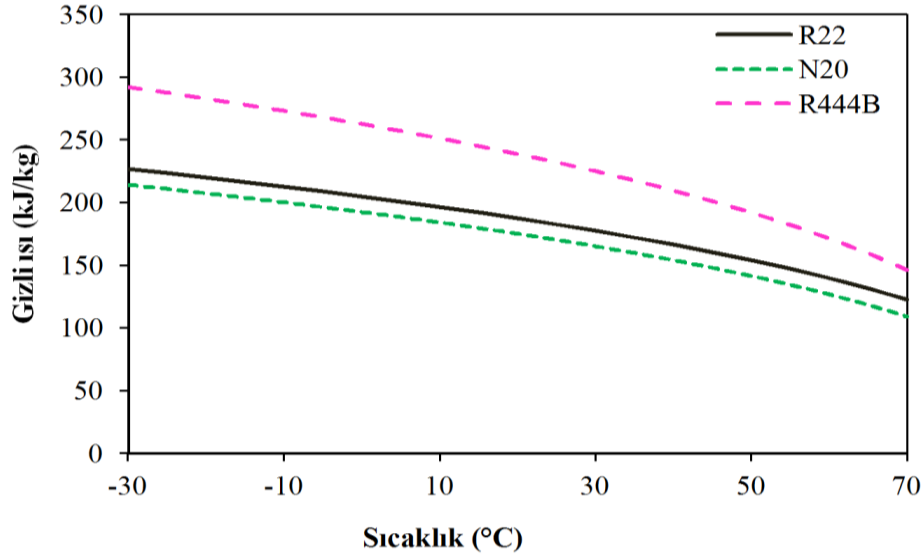
Tablo 1. Çalışmada araştırılan soğutucu akışkanların bazı özellikleri [12, 13]
(Some properties of the investigated refrigerants in the study [12, 13])

Karışım	Kütlece karışım oranı%**	ASHRAE güvenlik sınıfı	Kaynama noktası sıcaklığı (°C)	Kritik sıcaklık (°C)	Kritik basınç (MPa)	Kayma sıcaklığı (°C)
R22	R22	A1	-40,81	96,14	4,99	0
N20	R-32/R-125/R-134a/R-1234yf/R-1234ze(E)	A1*	-31,70	91,87	4,19	5,9
R444B	R-32/R-152a/R-1234ze(E)	A2L*	-36,70	90,56	5,07	7,6

A2L: Alevlenebilir, A1: Alevlenmez, * tahmini, **[14].



Şekil 1. Soğutucu akışkanlar için sıcaklığa karşı doyma basıncının değişimi
(The variation of saturation pressure versus temperature for the refrigerants)



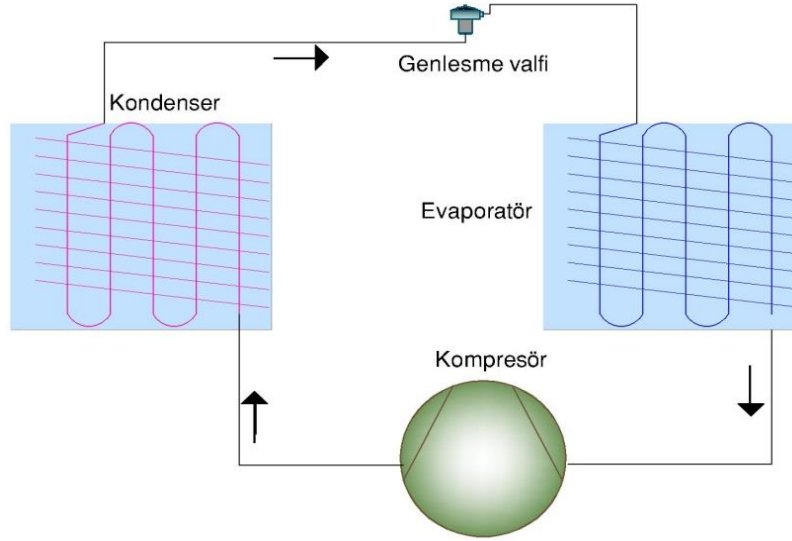
Şekil 2. Soğutucu akışkanlar için gizli ısının sıcaklıkla değişimi
(The variation of latent heat with temperature for the refrigerants)

sıcaklık değerlerinde (-10°C'den düşük olan) doyma basınçları hemen hemen aynıdır. +10°C ve yukarıdaki sıcaklıklar için R22, N20'den ortalama %7,5, R444B ise R22'den ortalama %14,5 daha yüksek basınca sahiptir. Sistemin düşük basınç değerlerinde çalışması kompresör ömrünün daha uzun olmasına sebep olur. Şekil 2'de üç gaz için gizli ısının sıcaklığa göre değişimi görülmektedir. Sıcaklık artışıyla gizli ısının azaldığı anlaşılmaktadır. R22'ye kıyasla, R444B'nin gizli ısısı, ortalama %26 daha yüksek iken, N20'nin gizli ısısı %7 daha düşüktür. Gizli ısının yüksek olması istenen bir sonuçtur çünkü daha büyük gizli ısı değeri, soğutma kapasitesinin (Q_e) artmasına

yol açar. Gazlar yalnızca bu açıdan dikkate alındığında R444B'nin en avantajlı soğutucu akışkan olduğu görülmektedir.

3. TEORİK ANALİZ (THEORETICAL ANALYSIS)

Teorik çalışma, tek kademeli buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevrimini göz önünde bulundurarak R22, N20 ve R444B soğutucuları için yapılmıştır. Sistemi oluşturan temel elemanlar kompresör, kondenser, genleşme valfi ve evaporatör olup, soğutma çevriminin şematik diyagramı Şekil 3'de verilmiştir.



Şekil 3. Soğutma sistemi çevriminin şematik bir gösterimi (A schematic representation for the cycle of refrigeration system)

Sistemin çözümlenmesinde bazı kabuller yapılmıştır; sistemin sürekli rejim şartlarında çalıştığı, soğutma sistemi elemanları ile borulardaki, ısı ve basınç kayıplarının ihmal edildiği, evaporatör ve kondenser fanlarının enerji tüketiminin ihmal edildiği, kinetik ve potansiyel enerji terimlerinin olmadığı varsayılmıştır. Ayrıca soğutma sisteminin teorik analizinde kullanılan değerler Tablo 2’de belirtilmektedir.

Tablo 2. Analiz için kabul edilen sistem parametreleri
(The assumed system parameters for the analysis)

Soğutma kapasitesi, Q_e (kW)	5
Evaporasyon sıcaklığı, T_e (°C)	-15,-10, -5, 0
Kondenser sıcaklığı, T_k (°C)	30, 40, 50
Aşırı kızdırma (K)	7
Aşırı soğutma (K)	5
İzentropik verim, η_i (%)	0,75
Elektromekanik ve volumetrik verim (%)	100

3.1. Çevrimdeki Termodinamik Özelliklerin Tespiti (Determination of Thermodynamic Properties in the Cycle)

Çevrimdeki noktaların termodinamik özelliklerini bulmak için sıcaklık ve basınç değerleri sabit alınmalıdır. Bu sıcaklık ve basınç değerleri Tablo 2’de verilen yoğuşma ve evaporasyon (buharlaştırma) sıcaklık değerleri ile bunlara karşılık gelen basınç değerleriyle belirlenir. Genleşme cihazı boyunca entalpi sabit kalacaktır. Emme ve likit sıcaklıkları, kabul edilen aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerlerinin yardımıyla bulunur. Buharlaştırma ve yoğuşma sabit basınçta meydana gelmektedir. Likit sıcaklık değerlerine ait termodinamik özellikler, aynı sabit basınçtaki doymuş sıvı eğrisi üzerindeki noktanın değerlerinden tespit edilir. Bu kabuller ve veriler doğrultusunda; Evaporatör çıkış noktası; emme sıcaklığı ve alçak basınç ile, Kompresör çıkış noktası; izentropik

verimden elde edilen entropi ve yüksek basınç değerinden, Kondenser çıkış noktası; likit sıcaklığı ve yüksek basınca karşılık gelen doymuş sıvı eğrisi üzerindeki noktaya ait değerlerden, Genleşme cihazı çıkış noktası; kondenser çıkış noktasına ait entalpi ve alçak basınç değerinden tespit edilir.

3.2. Enerji Parametrelerinin Hesaplanması (Calculation of Energetic Parameters)

Yukarıdaki bilgiler doğrultusunda, soğutma çevrimine ait soğutma kapasitesi (Q_e) Eş.1 deki şekilde hesaplanır [15]:

$$Q_e = \dot{m}(h_{ç,e} - h_{g,e}) \quad (1)$$

Burada \dot{m} kütleli debi (kg/s), $h_{ç,e}$ ve $h_{g,e}$ evaporatörün çıkışı ile girişindeki soğutucu akışkanın entalpi değerleridir (kJ/kg). Kompresör tarafından tüketilen elektrik (Eş. 2).

$$W_{el} = \dot{m}(h_{ç,komp} - h_{g,komp}) \quad (2)$$

Burada W_{el} sistemin çalışması için verilen elektrik gücüdür (kW), $h_{ç,komp}$ ve $h_{g,komp}$ ise kompresörün çıkışı ile girişindeki soğutucu akışkanın entalpi değerleridir (kJ/kg). Sistemin izentropik verimi (Eş. 3).

$$\eta_i = \frac{(h' - h_{g,komp})}{(h_{ç,komp} - h_{g,komp})} \quad (3)$$

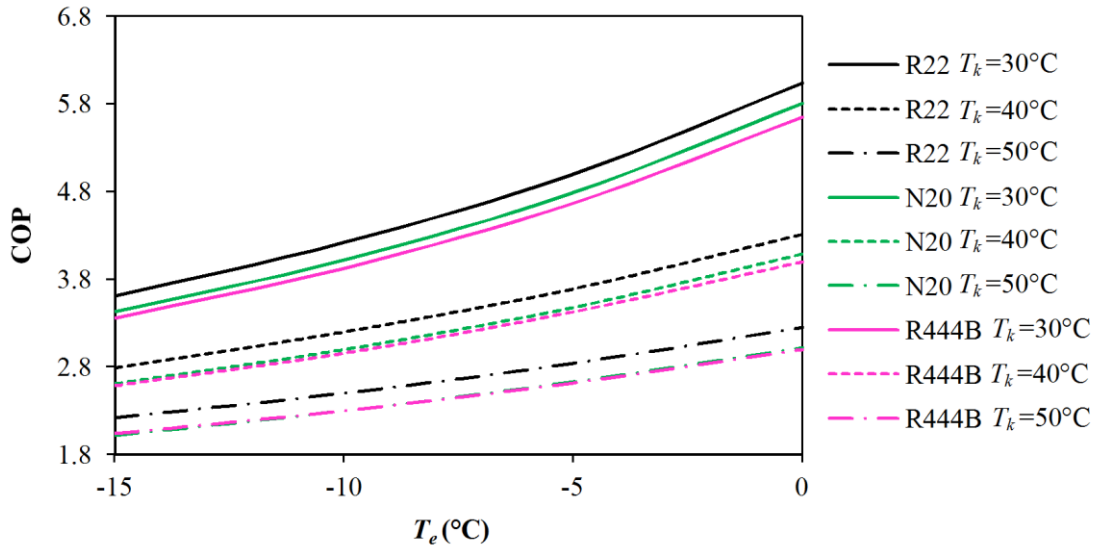
Burada η_i izentropik verim, h' sıkıştırma işleminde sabit kalan entropiye karşılık gelen kompresörün çıkışındaki entalpidir. Bir soğutma sisteminin enerji performansı, performans katsayısı (COP) ile tanımlanır. COP, Eş. 4 deki gibi, soğutma kapasitesinin sistemin çalışması için verilen elektrik gücüne oranı olarak hesaplanır [15]:

$$COP = \frac{Q_e}{W_{el}} \quad (4)$$

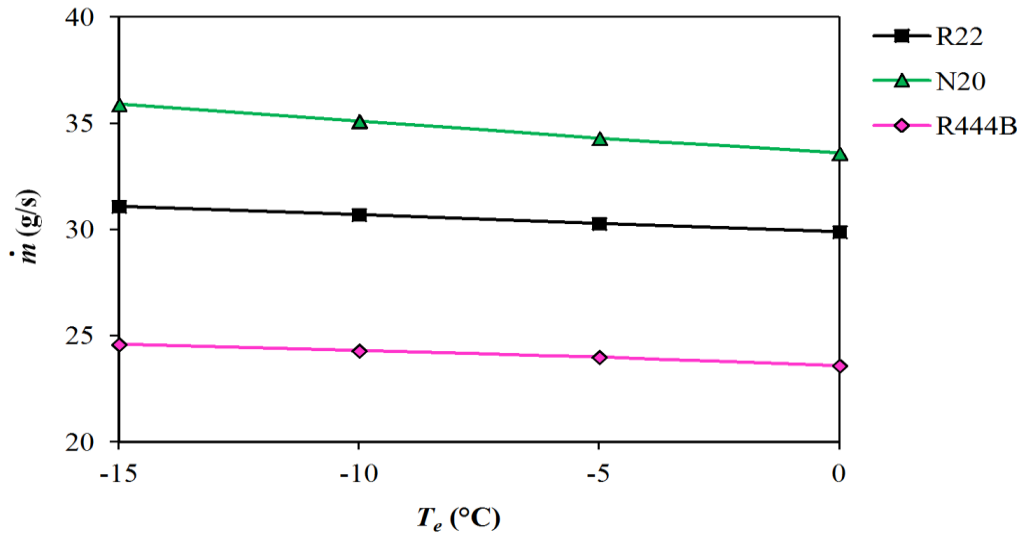
4. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Çevrimin enerji analizleri sonucunda elde edilen performans katsayısının, evaporasyon sıcaklığına göre değişimleri Şekil 4'de verilmektedir. Akışkanların termodinamik özellikleri Refprop [16] vasıtasıyla tespit edilmiştir. Görüldüğü gibi 30°C, 40°C ve 50°C olmak üzere üç farklı kondenser sıcaklığı için Şekil 4 elde edilmiştir. Genel olarak soğutucu akışkan türüne bağlı olmaksızın evaporasyon sıcaklığı arttıkça COP değerinin arttığı Şekil 4'de görülmektedir. Ayrıca tüm soğutucu akışkanlar için kondenser sıcaklığının azalmasıyla COP'nin önemli ölçüde arttığı görülmektedir. Örneğin $T_e=0^\circ\text{C}$ sıcaklığında N20 soğutucu akışkanı için; 50°C, 40°C ve 30°C kondenser sıcaklıklarında COP yaklaşık olarak sırasıyla 3, 4,1 ve 5,8

değerlerini almaktadır. Ayrıca verilen bir evaporasyon ve kondenser sıcaklığı durumunda COP değerleri üç gaz için de birbirlerine yakın olmakla birlikte, R22 soğutucu akışkanının en yüksek, R444B'nin ise en düşük COP değerine sahip olduğu söylenebilir. İncelenen en yüksek kondenser sıcaklığı (50°C) durumunda ise COP açısından N20 ile R444B arasındaki farkın ortadan kalkmaya başladığı da görülmektedir. Sistemde dolaşması gereken kütleli debi miktarının (\dot{m}) evaporasyon sıcaklığı ile değişimi üç soğutucu için bir örnek olarak 40°C kondenser sıcaklığı durumunda Şekil 5'de verilmiştir. Soğutucu akışkan türünden bağımsız olarak evaporasyon sıcaklığı arttıkça \dot{m} hafifçe azalmaktadır. Bunun sebebinin yüksek sıcaklık değerinde akışkanın yoğunluğunun azalması, dolayısıyla düşük kütleli debinin ortaya çıkması olarak değerlendirilebilir. Belli bir evaporasyon sıcaklığında en



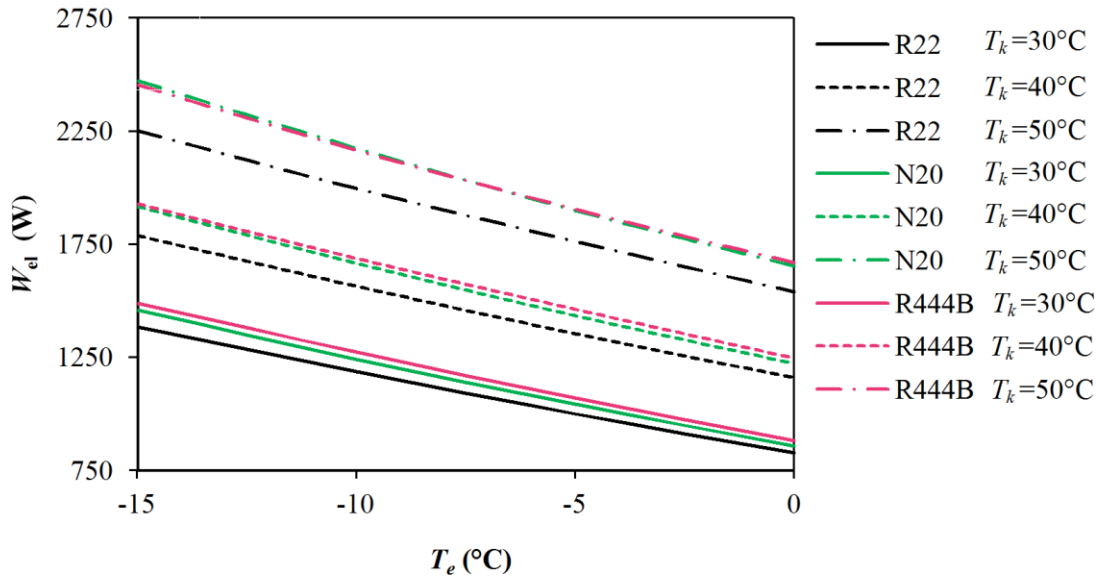
Şekil 4. Soğutucuların performans katsayısının evaporasyon sıcaklığı ile değişimi
(The variation of coefficient of performance with evaporation temperature for the refrigerants)



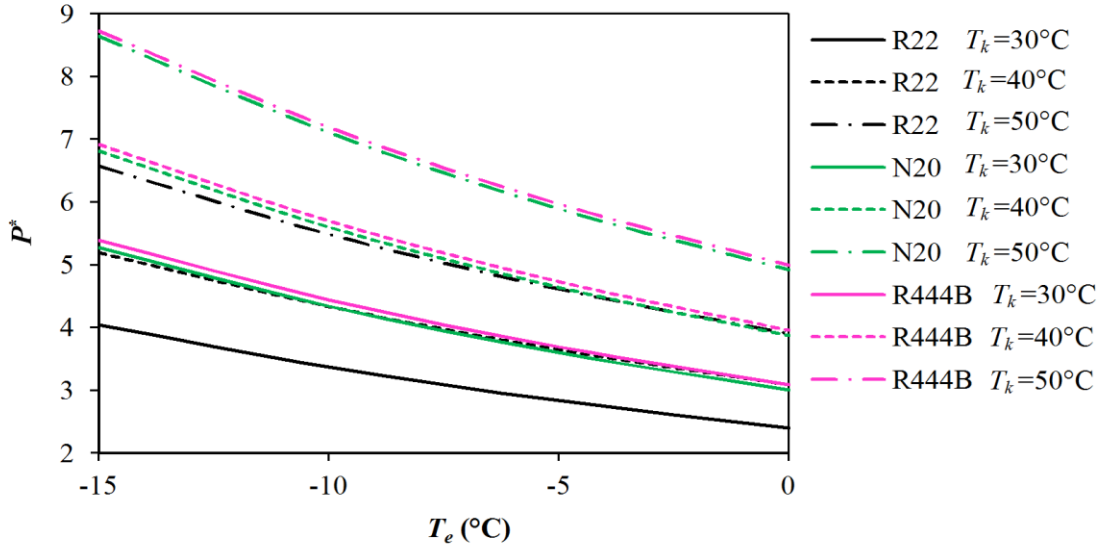
Şekil 5. $T_k=40^\circ\text{C}$ için soğutucuların kütleli debisinin evaporasyon sıcaklığı ile değişimi
(The variation of mass flow rate of the refrigerants with evaporation temperature for $T_k=40^\circ\text{C}$)

yüksek ve en düşük \dot{m} değerlerinin sırasıyla N20 ile R444B durumlarında olduğu açıkça bellidir; R22'nin kütleli debi değerleri bu iki soğutucuya ait \dot{m} değerlerinin arasında kalmaktadır. Sistemde R22 olması durumunda soğutucu kütleli debisinin evaporasyon sıcaklığına çok bağlı olmadan ortalama 30 g/s olduğu söylenebilir. Üç farklı kondenser sıcaklığı için dört farklı evaporasyon sıcaklıklarındaki elektrik tüketim miktarları, W_{el} , Şekil 6'da görülmektedir. Kondenser sıcaklığından ve soğutucu çeşidinden bağımsız olarak, evaporasyon sıcaklığının yükselmesinin elektrik tüketiminin önemli ölçüde azalmasına yol açtığı belirgin olarak göze çarpmaktadır. Kondenser sıcaklığının artması W_{el} değerini olumsuz şekilde etkilemektedir, örneğin $T_e=0^\circ\text{C}$ için R22 düşünülürse $T_k=30^\circ\text{C}$, $T_k=40^\circ\text{C}$ ve $T_k=50^\circ\text{C}$ durumlarında W_{el} değerlerinin sırasıyla 830 W, 1160 W ve 1540 W olduğu görülmektedir. Şekil 6'dan ortaya çıkan diğer bir sonuç ise W_{el} değerinin soğutucu türünden ziyade kondenser sıcaklığından etkilenmesidir. Özellikle en küçük T_k değeri olan 30°C 'de üç soğutucu çeşidinde, verilen bir evaporasyon sıcaklığı için neredeyse aynı miktarda elektrik tüketilmiştir. Kondenser sıcaklığı arttıkça W_{el} değerleri arasındaki fark da belirginleşmeye başlamıştır; tüm T_k değerleri için en az elektrik tüketimi R22 durumunda meydana gelirken, N20 ile R444B alternatif soğutucularının W_{el} değerleri neredeyse aynı olmaktadır. Soğutma tekniğinde önemli bir parametre olan ve kompresörün çıkış basıncının giriş basıncına bölümü olarak tanımlanan sıkıştırma oranının (P^*) evaporasyon sıcaklığı ile değişimi, söz konusu soğutucu akışkanlar için farklı kondenser sıcaklıklarında Şekil 7'de çizildiği gibidir. Evaporasyon sıcaklığının yükselmesi sıkıştırma oranını belirgin bir şekilde azaltmaktadır. Küçük P^* değeri, daha düşük

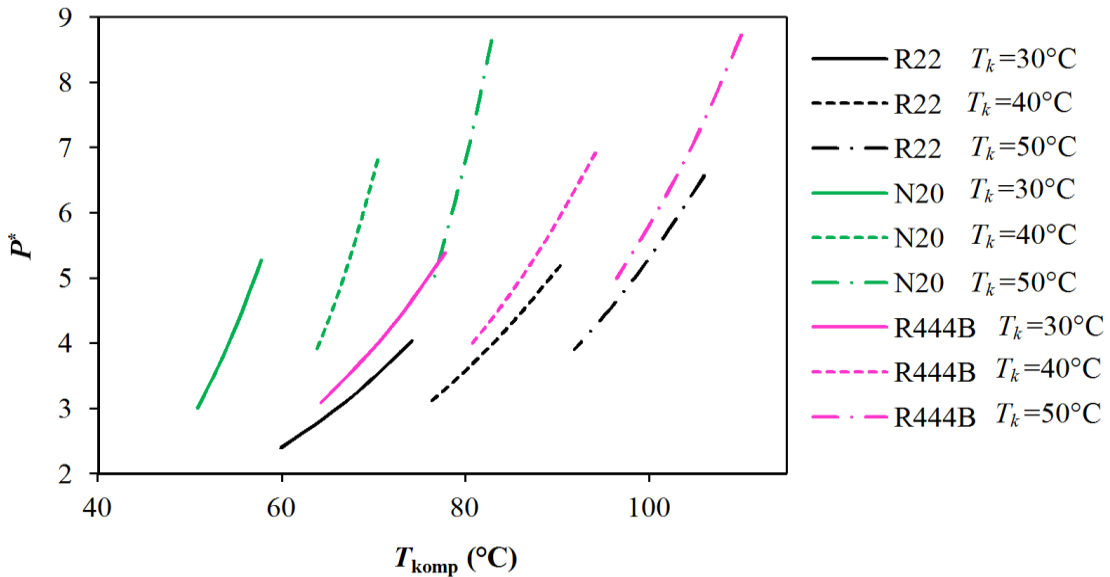
kompresör çıkış basınçlarında çalışan bir sisteme karşılık gelmekte olup, kompresörün daha uzun süre ile kullanılabilme ihtimalini artırır. Şekil 7'den anlaşıldığı gibi kondenser sıcaklığı sıkıştırma oranını ciddi ölçüde etkilemektedir. Herhangi bir gaz için verilen bir evaporasyon sıcaklığında T_k yükseldikçe P^* değeri de artmaktadır. Mesela, $T_e=-15^\circ\text{C}$ için R22 soğutucu akışkanını göz önünde bulundurursak, kondenser sıcaklıkları 30°C , 40°C ve 50°C değerlerinde P^* değerleri sırasıyla 4,0-5,2-6,6 olmaktadır. Bununla birlikte, verilen bir kondenser sıcaklığı ve evaporasyon sıcaklığı için en düşük P^* değeri daima R22 durumunda elde edilmektedir. Örnek olarak R22 için $T_e = -5^\circ\text{C}$ ve $T_k = 40^\circ\text{C}$ 'de $P^* = 3,65$ iken, N20 durumunda sıkıştırma oranı şiddetle 4,64 değerine yükselmiş, sistemde R444B mevcut olması durumunda $P^* = 4,73$ olarak tespit edilmiştir. İlginç olarak, verilen bir kondenser sıcaklığında alternatif gazların sıkıştırma oranları R22'ye kıyasla oldukça yüksek ve yaklaşık aynı olmakla birlikte R444B'nin P^* değeri N20'ye göre biraz daha büyük olmaktadır. Kompresör çıkış sıcaklığının (T_{komp}) sıkıştırma oranını nasıl etkilediğini anlamak üzere Şekil 8 çizilmiştir. Burada farklı kondenser sıcaklıkları için üç gaza ait P^* ile T_{komp} arasındaki ilişki görülmekte olup herhangi bir gazın belli bir T_k durumu için, büyük T_{komp} sıcaklıkları P^* değerlerinin yükselmesine sebep olmaktadır. Aslında bu beklenen bir sonuçtur, çünkü yüksek T_{komp} , Şekil 8'e göre daha büyük kondenser sıcaklığı ve dolayısıyla yüksek kompresör çıkış basıncı oluşturur ve böylece sıkıştırma oranı artar. Aynı zamanda daha düşük T_{komp} değerleri daha küçük kondenser sıcaklıklarının oluşmasına yol açmaktadır (Şekil 7 ve Şekil 8'den çıkarıldığı gibi düşük T_k , daha küçük P^* anlamına gelmektedir).



Şekil 6. Soğutucuların elektrik tüketiminin evaporasyon sıcaklığı ile değişimi
(The variation of electricity consumption with evaporation temperature for the refrigerants)



Şekil 7. Soğutucu akışkanların sıkıştırma oranının evaporasyon sıcaklığı ile değişimi
(The variation of compression ratio with evaporation temperature for the refrigerants)

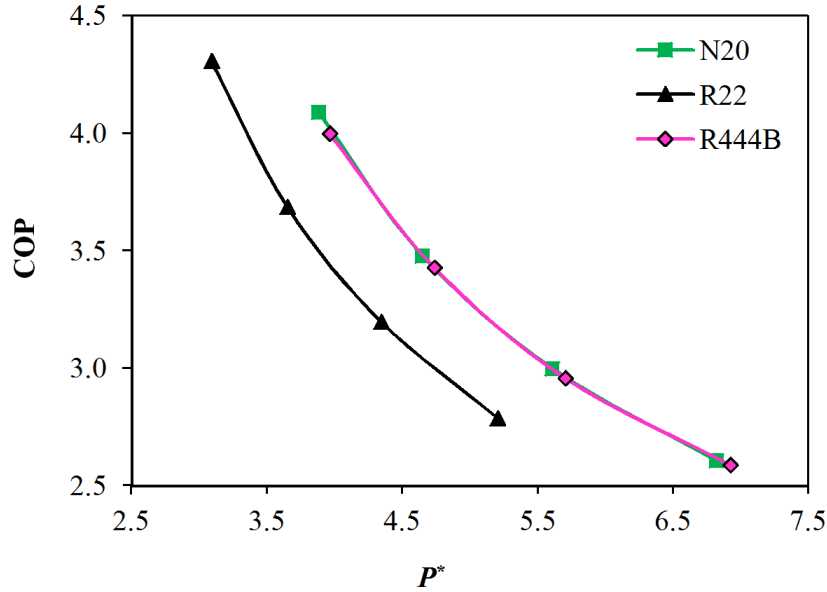


Şekil 8. Soğutucu akışkanların sıkıştırma oranının kompresör çıkış sıcaklığına göre değişimi
(The variation of compression ratio with compressor discharge temperature for the refrigerants)

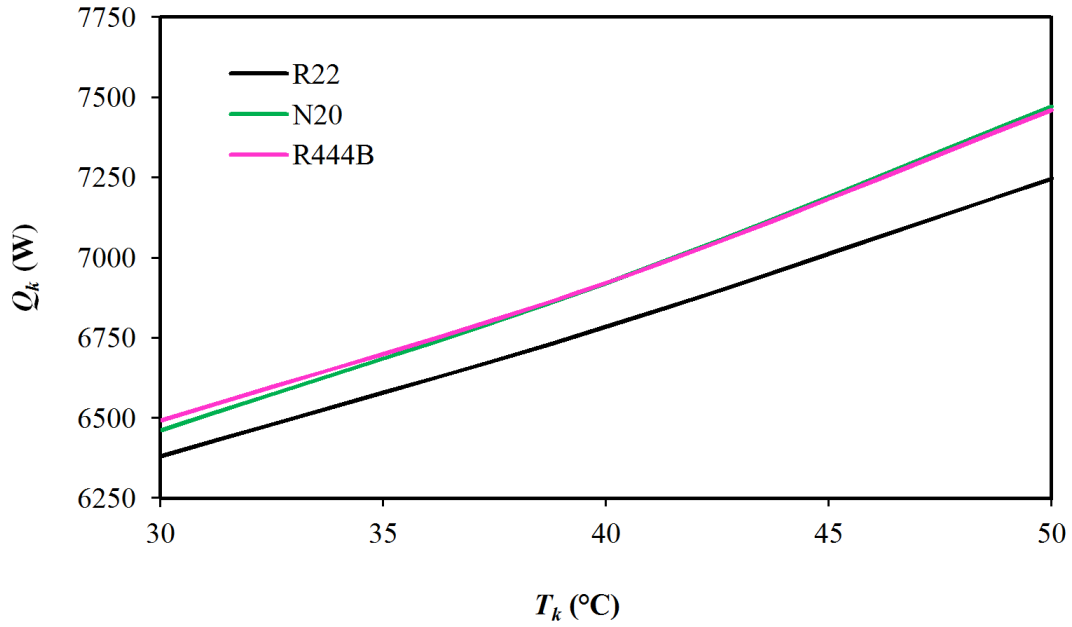
Mevcut araştırmada incelenen soğutucu akışkanların performans katsayılarının sıkıştırma oranı ile değişimi Şekil 9'da kondenser sıcaklığının örnek olarak 40°C değeri için sunulmaktadır. Buna göre yüksek sıkıştırma oranı COP değerinin önemli ölçüde azalmasına sebep olmaktadır. Örneğin alternatif soğutuculardan R444B dikkate alındığında $P^*=3,96$ için COP=4 iken $P^*=6,9$ olması durumunda COP, 2,6 değerine düşmüştür. Diğer bir nokta ise R22 durumunda alternatif gazlara nispeten daha düşük sıkıştırma oranı aralığı görülmekte ve Şekil 4 ile uyumlu olarak daha yüksek COP değerleri elde edilebilmektedir. Son olarak, performans katsayısının sıkıştırma oranıyla değişimi alternatif soğutucular için neredeyse aynı olarak

görülmektedir, yani COP ile P^* değişimini belirlemek açısından R444B veya N20 kullanmanın pek bir farkının olmadığı söylenebilir.

Kondenser ısı atma kapasitesinin (Q_k) kondenser sıcaklığı ile değişimi Şekil 10'da $T_e=-15^\circ\text{C}$ için verilmektedir. Görüldüğü gibi, T_k değerinin yükselmesiyle, Q_k miktarı önemli şekilde artmaktadır. İncelenen alternatif soğutucular R444B ve N20, Q_k ile T_k arasındaki ilişki açısından benzer özellik gösterirken, Şekil 6'dan doğrulanacağı gibi R22 düşük elektrik tüketiminden dolayı verilen bir Q_e için R444B ve N20'den daha az ısı atımı gerçekleştirir (çünkü $Q_k = Q_e + W_{el}$). Kondenserden atılan ısı, kondenser ısı



Şekil 9. $T_k = 40^\circ\text{C}$ için soğutucuların performans katsayısının sıkıştırma oranı ile değişimi
(The variation of coefficient of performance with compression ratio for the refrigerants at $T_k = 40^\circ\text{C}$)



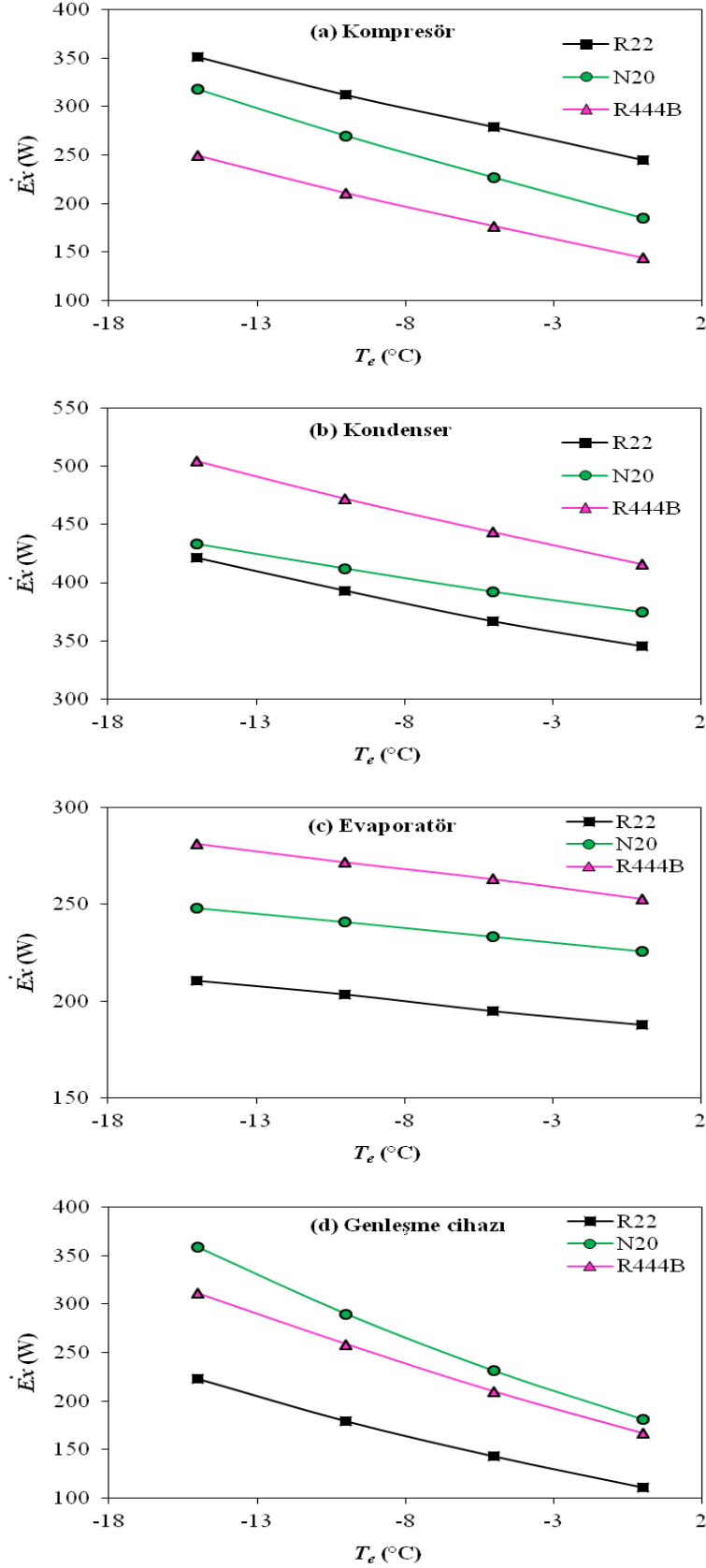
Şekil 10. $T_e = -15^\circ\text{C}$ için soğutucu akışkanların kondenser ısı atma kapasitelerinin kondenser sıcaklığı ile değişimi
(The variation of heat rejection from the condenser with condenser temperature for the refrigerants at $T_e = -15^\circ\text{C}$)

transfer yüzeyinin büyüklüğüyle doğrudan ilgilidir. Bu yüzden R22 soğutucu akışkanına göre tasarlanmış bir soğutma sistemi, N20 veya R444B soğutucu akışkanı kullanılması durumunda, aynı miktarda soğutma kapasitesi sağlamak için daha büyük kondenser yüzey alanını gerektirir. Bir soğutma sistemi bileşenlerindeki toplam tersinmezlik bilgisini elde etmek üzere ekserji parametresi incelenebilir. Bu çalışmada sistemin her bir elemanındaki (kompresör, kondenser, evaporatör, genleşme valfi) ekserji yıkımı miktarı, $\dot{E}x$ belirlenmiştir [22]. Bu hesaplamalarda çevre sıcaklığı (T_H) 25°C ve soğutulacak hacmin sıcaklığı

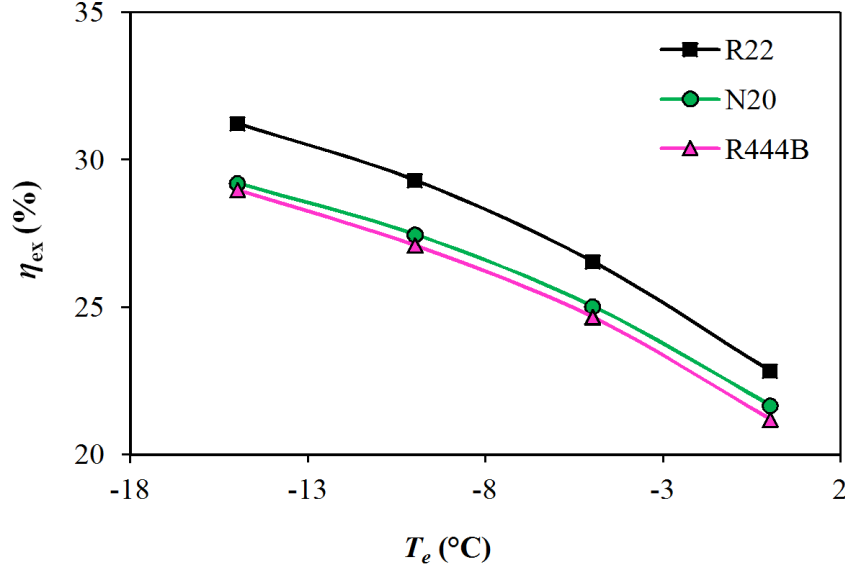
(T_L) evaporasyon sıcaklığı değerlerinden 10°C yüksek kabul edilmiştir (böylece ekserji hesaplamalarında -5°C , 0°C , 5°C , 10°C olmak üzere dört farklı T_L değeri dikkate alınmıştır). Sonuç olarak tüm sistemin ekserji verimi, η_{ex} Eş. 5 deki şekilde tanımlanmıştır:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\sum \dot{E}x}{W_{el}} \quad (5)$$

ifadesi ile elde edilmiştir [22], burada $\sum \dot{E}x$ sistemin toplam ekserji yıkım miktarıdır.



Şekil 11. $T_k=40^\circ\text{C}$ için soğutma sistemi bileşenlerindeki ekserji yıkımının evaporasyon sıcaklığı ile değişimi
(The variation of exergy destruction in the refrigeration system components with evaporation temperature at $T_k=40^\circ\text{C}$)



Şekil 12. $T_k=40^\circ\text{C}$ için ekserji veriminin evaporasyon sıcaklığı ile değişimi
(The variation of exergetic efficiency with evaporation temperature at $T_k=40^\circ\text{C}$)

Soğutma sistemine ait bileşenlerin, 40°C kondenser sıcaklığında, ekserji yıkım miktarlarının farklı evaporasyon sıcaklıklarıyla değişimi Şekil 11'de görülmektedir. Şekil 11(a)'da kompresörün üç soğutucu akışkan için de evaporasyon sıcaklıklarının artmasıyla $\dot{E}x$ miktarının azaldığı görülmektedir. Burada en yüksek ekserji yıkım değerinin R22'ye ait olduğu görülmektedir. Ayrıca N20'nin ekserji yıkım miktarı R444B'ye göre yaklaşık %28 civarında daha büyüktür. İncelenen soğutucu akışkanlar içerisinde, soğutma sisteminin kondenser, evaporatör ve genişleme cihazı bileşenlerinde, $\dot{E}x$ değerlerinin R22 için daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Bu üç bileşende de evaporasyon sıcaklıklarının artmasıyla ekserji yıkımının azaldığı görülmektedir. Kompresördeki gibi Şekil 11(a), genişleme cihazındaki N20 için $\dot{E}x$ miktarının, R444B'ninkinden daha yüksek olduğu Şekil 11(d)'den anlaşılmaktadır. Kondenser ve evaporatörde Şekil 11(b, c) ise N20'nin ekserji yıkımı R444B'ye kıyasla daha düşük olmaktadır.

Sabit kondenser sıcaklığı ($T_k=40^\circ\text{C}$) için ekserji veriminin, (η_{ex}) evaporasyon sıcaklığıyla değişimi Şekil 12'de verilmiştir. Her üç soğutucu akışkan için, evaporasyon sıcaklığın yükselmesiyle ekserji veriminin önemli ölçüde azaldığı söylenebilir. N20'nin η_{ex} değeri R444B'ye göre yaklaşık %1 ila %2 daha büyük olurken, R22'nin ekserji veriminin R444B'ye kıyasla %5-7 civarında daha yüksek olduğu görülmektedir.

5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu makalede buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde R22 yerine N20 ve R444B alternatif soğutucu akışkanları kullanılmasının, sistemin enerji parametrelerine etkileri teorik olarak incelenmiştir. Bu alternatif gazların GWP

değerleri R22'ye göre düşük olduğundan bu soğutucu akışkanların kullanılması küresel ısınmaya daha az etki yaratacaktır. Ayrıca ODP değerleri sıfır olduğundan ozona zarar vermeyen gazlardır. Araştırma sonucunda aşağıdaki bulgular elde edilmiştir:

Belli bir evaporasyon ve kondenser sıcaklığı durumunda COP değerleri R22 için en yüksek, R444B için ise en düşük olmakla birlikte, araştırılan üç gaz için de COP değerlerinin birbirine yakın olduğu görülmüştür. Belli bir evaporasyon sıcaklığında küresel debinin en yüksek ve en düşük değerleri sırasıyla N20 ve R444B durumlarında oluştuğu belirlenmiştir. W_{el} değeri soğutucu türünden çok kondenser sıcaklığından etkilenmiştir. Ayrıca, T_e artışı elektrik tüketiminin önemli ölçüde azalmasına yol açarken, T_k değeri yükseldikçe W_{el} miktarı da belirgin şekilde artmıştır. Evaporasyon sıcaklığının yükselmesi sıkıştırma oranını oldukça azaltmıştır. Herhangi bir gaz için belli bir evaporasyon sıcaklığında T_k nin artmasıyla P^* değeri artmıştır. Benzer şekilde kompresör çıkış sıcaklığının yükselmesi sıkıştırma oranını arttırmıştır. Düşük T_{komp} değerleri daha küçük T_k oluşmasına sebep olmuştur. Verilen bir T_k için alternatif soğutucu akışkanların P^* değerleri hemen hemen aynı olup, R22'ye göre oldukça yüksek bulunmuştur. Sıkıştırma oranındaki artış, COP değerinin azalmasına neden olmaktadır (Şekil 9). Ayrıca alternatif gazlar için COP ile P^* arasındaki ilişkinin benzer olduğu görülmüştür. Tüm soğutucu akışkanlar için T_k değerinin yükselmesiyle, kondensere atılan ısı miktarı artmıştır (Şekil 10). R444B ve N20 soğutucu akışkanlarının, Q_k miktarının T_k ile değişimi benzer özellik gösterirken, R22 kullanılması durumunda daha az ısı atımı meydana gelmiştir. Böylece aynı miktarda soğutma kapasitesi elde etmek için N20 veya R444B kullanacak olan sistemlerin, R22'ye kıyasla daha büyük kondenser yüzey alanlarının olması gerektiği tespit edilmiştir. Her iki alternatif soğutucu

akışkanın ekserji verimi R22'den düşük olduğu anlaşılmıştır (Şekil 4). Ayrıca araştırılan alternatif soğutucu akışkanların ekserji verimi R22'ye kıyasla daha düşük olup, N20'nin η_{ex} değerinin R444B'ye göre biraz yüksek olduğu tespit edilmiştir (Şekil 12). Soğutma kapasitesinde bir miktar azalma olmakla beraber, R444B ve N20 alternatif gazları, R22 ile çalışan sistemlerde herhangi bir yapısal değişikliğe gerek olmadan kullanılabilirler. Bu yüzden belirtilen alternatif soğutucu akışkanlarla deneysel çalışmaların yapılıp, mevcut araştırma sonuçları ile karşılaştırılması yararlı olacaktır. Ayrıca bu düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların, mevcut R22 ile çalışan cihazlarda kullanılması durumunda enerji parametrelerini iyileştirmek için çalışmalar yapılmalıdır.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Llopis R., Torrella E., Cabello R. Sanchez D., HCFC-22 replacement with drop-in and retrofit HFC refrigerants in a two-stage refrigeration plant for low temperature, *Int. J. Refrig*, 35, 810-816, 2012.
- Llopis R., Cabello R., Sánchez D., Torrella E., Patiño J. Sánchez J.G., Experimental evaluation of HCFC-22 replacement by the drop-in fluids HFC-422A and HFC-417B for low temperature refrigeration applications, *Appl. Therm. Eng.*, 31, 1323-1331, 2011.
- Yang Z., Wu X., Retrofits and options for the alternatives to HCFC-22, *Energy*, 59, 1-21, 2013.
- Aprea C., Maiorino A., Mastrullo R., Exergy analysis of a cooling system: Experimental investigation on the consequences of the retrofit of R22 with R422D, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 9, 71-79, 2014.
- Suzuki K., Isozumi S., Ukai T., Oozeki S., Itou T., Development of HCFC-22 Alternative Refrigerant Air Conditioners, *Technical Review-Mitsubishi Heavy Industries*, 35, 126-132, 1998.
- Devotta S., Waghmare A.V., Sawant N.N., Domkundwar B.M., Alternatives to HCFC-22 for air conditioners, *Appl. Therm. Eng.*, 21, 703-715, 2001.
- Kapadia R.G., Jain S., Agarwal R.S., Transient characteristics of split air-conditioning systems using R-22 and R-410A as refrigerants, *HVAC and R Research*, 15, 617-649, 2009.
- Padmanabhan V.M.V., Palanisamy S.K., Exergy efficiency and irreversibility comparison of R22, R134a, R290 and R407C to replace R22 in an air conditioning system, *J. Mech. Sci. Technol.*, 27, 917-926, 2013.
- Padalkar, A.S., Mali K.V., Devotta S. Simulated and experimental performance of split packaged air conditioner using refrigerant HC-290 as a substitute for HCFC-22, *Appl. Therm. Eng.*, 62, 277-284, 2014.
- Yana Motta S.F., Vera Becerra E., Spatz M. S., Low global warming refrigerants for commercial refrigeration systems, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue*, 2593-2598, 2012.
- Sethi A., Yana Motta S.F., Vera Becerra E., Spatz M. W., Low GWP refrigerants for air conditioning applications, *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue*, 1670, 1-7, 2014.
- Solstice Range of Refrigerants. <http://www.honeywell-refrigerants.com/europe/?document=the-future-begins-with-solstice&download=1>. 2012.
- DuPont, Thermodynamic properties of DuPont Freon 22 (R22) Refrigerant. "Technical Information". http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/k05736_Freon22_thermo_prop.pdf, Son erişim tarihi: 10 Nisan 2014.
- Calabrese D. AHRI Low global warming potential alternative refrigerants evaluation program. <http://www.unep.fr/bangkoktechconference/docs/I-3%20David%20Calabrese.pdf>. 2012.
- Diñçer İ., Kanoğlu M., Refrigeration Systems and Applications, John Wiley & Sons, New York, A.B.D., 2010.
- Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2013.
- Sethi A., Yana Motta S.F., Vera Becerra E., Spatz M. W., Low GWP R22 replacement for air conditioning in high ambient conditions, *Int. J. Refrig*, 57, 26-36, 2015.
- Schultz K.J., Performance of R410a and R22 low GWP alternative refrigerants at elevated ambient temperatures, *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue*, 2381, 1-10, 2014.
- Moles F., Navarro-Esbri J., Peris B., Mota-Babiloni, A., Barragan-Cervera, A., Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapour compression refrigeration configurations using R1234yf and R1234ze(E) as working fluids, *Int. J. Refrig*, 44, 141-150, 2014.
- Mota-Babiloni A., Navarro-Esbri J., Barragan A., Moles F., Peris B., Theoretical comparison of low GWP alternatives for different refrigeration configurations taking R404A as baseline, *Int. J. Refrig*, 44, 81-90, 2014.
- Özgür A.E., Theoretical investigation of vapor compression cooling cycle using HFO-1234yf and HFO-1234ze, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 28 (3), 465-472, 2013.
- Oruç V., Devocioğlu A.G., Thermodynamic performance of air conditioners working with R417A and R424A as alternatives to R22, *Int. J. Refrig*, 55, 120-128, 2015.
- Oruç V., Devocioğlu A.G., Berk U., Vural İ., Experimental comparison of the energy parameters of HFCs used as alternatives to HCFC-22 in split type air conditioners, *Int. J. Refrig*, 63, 125-132, 2016.

