

Pano Klimalarında Farklı Soğutucu Akışkan Kullanımının Analizi

Analysis of Different Refrigerant Usage in Cabinet Air Conditioners

Berke YILMAZ¹ , Ayhan ONAT¹ 

¹Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü,

Termodinamik Anabilim Dalı, 34840, Maltepe, İstanbul, Türkiye

Öz

Çalışma sürecinde, küresel beklenti ve taleplerin sürekli değişerek güncellendiği iklimlendirme sistemlerindeki soğutucu akışkan kullanımı çevresel ve termal faktörlerle irdelenerek değerlendirme sonuçları ortaya konulmuştur. Çalışmada kıyas elde edebilmek amacıyla pazardaki en büyük paya sahip soğutucu akışkanlardan R134a ve R404A'nın yanında; bu soğutucu akışkanlar ile aynı aileden, ozonu aşındırma potansiyeli (ODP) ve küresel ısınma potansiyeli bakımından (GWP) çevre etkileri en az olarak görünenlerden R32 soğutucu akışkanı ile beraber günümüzde kazandığı ivme ile gelecekte kullanımından söz ettirmesi beklenen halojen içermeyen doğal soğutucu akışkanlar grubunda nitelendirilen ve olumlu çevresel etkileri ile öne çıkan R290 soğutucu akışkanları ele alınmış, her bir soğutucu akışkan için benzer soğutma kapasitesi sağlayacak şekilde pano kliması özelinde analitik termal tasarımlar yapılmış ve tüm parametreler genel bir kıyasa tabi tutulmuştur. Farklı çevresel ve termofiziksel etkiler barındıran akışkanların değerlendirilmesi ile aradaki farkların açıkça ortaya konulabilmesi hedeflenmiştir. Çalışmada detaylı sistem tasarımları matematiksel ve pratik kuramlar ile gerçekleştirilmiş, diğer muadiller ile çevre, enerji, sürdürülebilirlik, işletim, verimlilik, güvenlik, konularında analizler yapılarak kapsamlı bir çerçeve oluşturulması amaçlanmıştır. Sistemlerin termal performans değerlendirmesinde ölçüt olarak alınan ve matematiksel olarak sunulan; ısı eşanjörü verimliliği, kompresör hacimsel verimi ve sıkıştırma oranları, sistemlerin genel enerji tüketimleri, enerji ve ekserji verimlilik analizlerinin her birinde R290 ve R32 soğutucu akışkanlarının diğer iki soğutucu akışkana karşı avantajı ortaya konulmuştur. R290 ve R32 soğutucu akışkanlarının sahip olduğu bu termal performans avantajlarının yanına, CO₂ eşdeğeri şarj miktarı analizi ile değerlendirilen çevresel etkiler bakımından da avantajları eklenerek tüm analizlerde başta halojen içermeyen doğal soğutucu akışkan grubu üyesi R290 olmak üzere R290 ve R32 soğutucu akışkanlarının önde olduğu tespit edilerek sunulmuştur. Bu çalışmanın ele aldığı ürün gamından yola çıkıp daha yüksek oranlarda kullanım ile çevresel faktörler ve iklim değişikliği konularına dikkat çekmesi hedeflenmektedir.

Anahtar Kelimeler: Enerji, HVAC, Pano Kliması, Soğutucu Akışkan, Verimlilik

Abstract

The study aimed to evaluate the use of refrigerant in HVAC systems, where global expectations and demands are constantly updated, with environmental and thermal factors. In order to obtain a comparison in the study, in addition to R134a and R404A, which are the refrigerants with the largest share in the market; R32 refrigerant, which is from the same family as these refrigerants and appears to have the least environmental impact in terms of ozone depletion potential (ODP) and global warming potential (GWP), and R290 refrigerants, which are in the group of natural halogen-free refrigerants, are discussed. Analytical designs of cabinet air conditioners were made to provide similar cooling capacity for each refrigerant and all parameters were compared. It is aimed to clearly reveal the differences by evaluating refrigerants with different environmental and thermophysical effects. In the study; it is aimed to create a comprehensive framework by analyzing the issues of environment, energy, sustainability, operation, efficiency and safety among refrigerants. In thermal performance evaluation of systems; The advantages of R290 and R32 refrigerants over the other two refrigerants were revealed in each of the heat exchanger efficiency, compressor volumetric efficiency and compression ratios, general energy consumption of the systems, energy and exergy efficiency analyses. In addition to these thermal performance advantages of R290 and R32 refrigerants, their advantages in terms of environmental effects have been added with the CO₂ equivalent charge amount analysis. Thus, in all analyses, R290 and R32 refrigerants, especially R290, a member of the halogen-free natural refrigerant group, were found to be at the forefront and presented. Based on the product discussed in this study, it is aimed to draw attention to environmental factors and climate change issues with higher usage rates.

Key Words: Energy, HVAC, Cabinet Air Conditioner, Refrigerant, Efficiency

I.GİRİŞ

Soğutma, iklimlendirme sistemlerinin hizmet ettiği bireysel sahalarda konfor ön plana çıkarken; endüstriyel sahalarda güvenlik, süreklilik, stabilite ve ekonomik faktörler ön plana çıkmaktadır.

Endüstriyel tip pano kliması uygulamalarında kontrol, kumanda ve haberleşme panolarında elektriksel komponentlerin yaydığı ısı yükü bertaraf edilerek pano içindeki bileşenlerin ısı ve nem dengesi dış ortam koşullarından bağımsız olarak sağlanmakta olup sistemlerin bakım, arıza, komponent değişimi, duruşlardan kaynaklı kayıplarının önüne geçilmiş olur.

Küresel bakışta her geçen gün artan haberleşme, uzaktan erişim, bireyler arasında mesafeden bağımsız kurulan sosyal ağlar, gündelik işlerin her geçen gün teknoloji dünyasına adapte oluşu beraberinde daha efektif haberleşme ve veri çözümleri oluşturmuş, bu kapsamda her geçen gün sistem panolarının yaydığı ısı miktarı artma eğilimi göstermiştir.

Bir soğutma çevriminin ısı transfer mekanizması soğutucu akışkanlar vasıtasıyla yürütülür. Isı alış verişini faz değişimi esnasında ortam sıcaklığını referans alarak gerçekleştirirler. Buhar sıkıştırma çevrimleri ile çalışan soğutma makinalarında bu husus geçerlidir. [1]

Endüstriyel kompakt tip pano klimaları, mekanik sıkıştırılmalı buhar çevrimi prensibiyle çalışan klasik soğutma makinaları ile aynı sistem elemanları ve çalışma döngüsüne sahiptir. Bu sistemleri diğer sistemlerden ayıran en önemli özellik iç ve dış ünite ayrımı olmaksızın tek gövdede kullanım şansı sunabilmeleridir. Endüstriyel sahada genellikle 250 watt – 10000 Watt soğutma kapasitesi arasında ürünler bulunmaktadır.

Çalışmanın soğutucu akışkan penceresi irdelendiğinde; HVAC endüstrisi 1900'lerin başlarında ortaya çıktığından bu yana muazzam şekilde büyüdü ve birçok değişiklik geçirdi. Sadece donanım ve teknoloji gelişmelele kalmadı, aynı zamanda bu sistemlerde kullanılan soğutucu maddeler de çok gelişti. [2]

General Motors araştırma laboratuvarlarında Charles Kettering'in yönetiminde çalışan Thomas Midgley, 1928'de kloroflorokarbonlar (CFC'ler) olarak bilinen soğutucu akışkanları icat etmekle tanınmaktadır. CFC'ler ve onların yakın akrabaları olan hidrokloroflorofarbonlar (HCFC'ler), o zamanlar yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanların yanıcı ve toksik olmayan en güvenli alternatifleriydi [2].

CFC-11, CFC-12 ve HCFC-22 gibi CFC'ler ve HCFC'ler, o zamana kadar kullanılan Kükürt Dioksit (SO_2), Metil Klorür (CH_3CO) ve Amonyak (NH_3) gibi yaygın şekilde kullanılan yanıcı ve toksik soğutucu akışkanların yerini neredeyse tamamen aldı [2].

1974'te Frank Rowland ve Mario Molina, CFC'lerin ve HCFC'lerin yüksek kararlılıkları ve uzun ömürleri

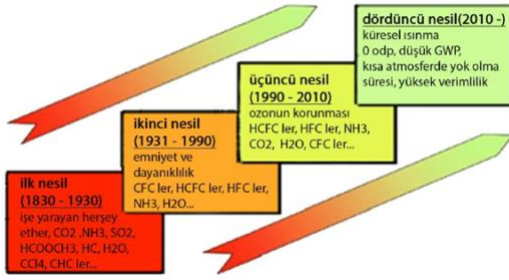
sayesinde atmosferin üst katmanlarına, özellikle stratosfere erişebileceklerini, orada UV ışınlarına maruz kalacakları için ayrışacaklarını ve klor atomları açığa çıkartacaklarını öne sürdüler. Ayrıca serbest klor atomlarının nihayetinde ozon moleküllerini (O_3) parçaladığı ve bundan dolayı da stratosferdeki ozon miktarını azalttığı bir kimyasal reaksiyon meydana geleceğini de öne sürdüler [2]. Bu çalışmalar süreklilik kazanarak soğutucu akışkan dönüşümünün hidroflorokarbonlar (HFC) ve hidrokarbonlar (HC) şeklinde ilerleyerek devam etmesinin yolunu açmıştır.

Bu soğutucu akışkan dönüşümü küresel bazda da sürekli olarak güncelliğini sağlamış otoritelerin ortak tavırlarının göstergesi olmuştur. Bu bağlamda en fazla etki sağlayan protokol ve düzenlemeler;

- 1- Rowland ve Molina'nın buluşuna takiben Birleşmiş Milletler Çevre Programı (UNEP), 1987 senesi sürerken "Ozon Tabakasını Olumsuz Etkiler Bırakabilecek Maddelere İlişkin Montreal Protokolü" imzalandı. Bu anlaşma, o güne dek Birleşmiş Milletler'in sponsorluğunu yaptığı en başarılı uluslararası anlaşma olarak kabul edildi [2].
- 2- Kigali değişikliği, hidroflorokarbonların (HFC) üretimini ve kullanım süreçlerini kontrol altına alıp iklim değişikliğine karşı verilen mücadelede büyük bir unsur olarak öne çıkmıştır. HFC endüstriyel proseslerinin kontrolü, CFC'ler ve HCFC'ler ile beraber ozon tabakasına olumsuz etkiler barındıran bileşenlerin azaltımı vasıtasıyla Montreal Protokolü ile elde edilen olumlu iklim unsurlarına katkı sunmuştur [3].
- 3- Avrupa Birliği üzerinden 2006 senesinde yayına sunulan EC 842 / 2006 ve 1 Ocak 2015 itibariyle işleme koyulan (EC) 517/2014 Florlu Gazlar Yönetmeliği (F-Gaz), hidroflorokarbon (HFC) tipinde sera gazlarını kapsayan soğutma sistemlerinden sorumlu işletmeci, operatör ve saha servis yetkilileri için belli zorunluluklar barındırmaktadır [4].

Calm yapmış olduğu çalışmada, tüm bu dönüşümleri dikkate alarak soğutucu akışkanların nesillerini belirtmiştir [5].

Şekil 1’de soğutucu akışkan nesilleri ve bu nesillere ait örnek soğutucu akışkanlar verilmektedir.

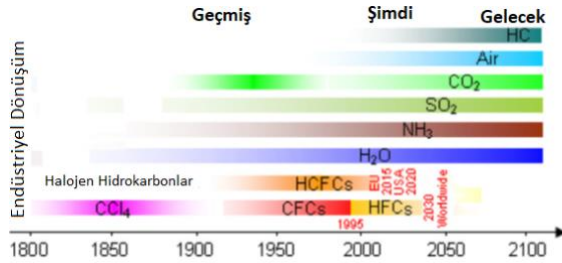


Şekil 1. Geçmişten Bugüne Soğutucu Akışkanlar [5]

Çalışmada konu alınacak soğutucu akışkanlardan R134a, R404A ve R32 HFC ailesine dahil iken, R290 ise HC ailesine dahildir. Bu sayede piyasa kullanımı yüksek olan farklı ailelerden soğutucu akışkanlar arasında bir kıyas kurulması hedeflenmektedir.

Şekil 1’ de çalışmada detaylandırılan akışkanlardan R290’ın dahil olduğu HC ailesinin bazı üyelerinin kimyasal bileşimi nedeniyle birinci nesile, çevresel özellikleri nedeniyle de dördüncü nesile yakın olduğu görülmektedir. Bu bağlamda Abas N. ve ark., [25] çalışmalarında bu konuyu inceleyerek soğutucu akışkan ailelerini detaylandırmışlardır.

Şekil 2’de detaylı soğutucu akışkan dönüşümünün zaman çizelgesi verilmektedir.



Şekil 2. Detaylı Soğutucu Akışkan Dönüşümü [25]

Şekil 2’de görüldüğü üzere Hidrokarbon (HC) soğutucu akışkanlar HVAC uygulamalarının ortaya çıktığı ilk yıllarda da kullanım alanı bulmuşken 2000’li yıllardan başlayarak 2100 lü yıllara kadar gelecek kullanımı bakımından da potansiyel olarak değerlendirilmektedir.

İlk yıllarda kullanım alanı bulan türleri genellikle halojenlerken, son dönemde ve gelecekte kullanımının artması beklenen türleri ise halojen içermeyen çevre dostu soğutucu akışkanlardır. Bu nedenle ele alınan R290 akışkanının arttırılan ve arttırılacak kullanımı gözetilerek çalışma da ele alınmıştır.

Emanı, M. S. ve ark. [26] yaptıkları çalışmada halojen içermeyen soğutucu akışkanları geleceğin soğutucu akışkanları olarak tanımlamışlardır. Halojen içermeyen, doğal R290 soğutucu akışkanı bu bağlamda değerlendirilebilir.

Literatür anlamında her ne kadar soğutucu akışkanların birçok farklı soğutma sistemi üzerinde değerlendirilmesi üzerinde durulsa da, hem pano klimalarının birim soğutma kapasitesinin düşük olması hem de sektörel olarak kullanımının son dönemdeki teknolojik gelişmelere bağlı olarak artışı nedeniyle kendi sahasını yeni oluşturması ile ilgili bir literatür çalışması bulunmamaktadır. Bu çalışmanın bu noktada literatüre özgün değer kazandırması hedeflenmektedir.

Çalışmanın soğutucu akışkan bölümünün özgün değeri değerlendirildiğinde ise, diğer çalışmalardan farklı olarak hem çevresel hem termal faktörler birbiri ile kıyaslamalı olarak verilerek çalışma sonunda elde edilen tüm faktörler bakımından fikir birliğine varılması hedeflenmiştir. Bu duruma ek olarak muadil çalışmalarda kıyaslamalar iki farklı soğutucu akışkan grubu üzerinden gitmektedir. Bu çalışmada, popüler soğutucu akışkan ailelerinin başında gelen ve azaltım takviminde değerlendirilen HFC ailesinden hem en çok kullanılanları hem de çevresel etkileri en az olanlardan bir üyesi ele alınmış, her üç soğutucu akışkanda halojen içermeyen doğal soğutucu akışkanlar kategorisindeki R290 ile kıyaslanarak birebir kıyas yerine çoklu kıyas elde edilmiştir. Bunun dışında temel olarak literatürde direkt bu dört soğutucu akışkanın birbiri ile kıyaslaması konusunda bir çalışma bulunmamaktadır.

1.1. Literatür Araştırması

Tezin çıkış noktasında bulunan soğutucu akışkanlar ve soğutma sistemlerinin termal dizaynı kapsamında birçok çalışma yapılmış ve küresel bakışın tepkisi daima güncel tutulmuştur. Bu bağlamda incelenen çalışmalar şu şekilde analiz edilebilir.

Alarko Carrier [2], ilk çıkış noktalarından bu yana soğutucu akışkanların güncel pazar dönüşümünü incelenmiştir. Bu bağlamda öncelikle 1900’lü yıllarda ortaya çıkan HVAC endüstrisinin ilk etaplarında kullanılan yanıcı ve toksik soğutucu akışkanlar açığlanmış ardından bunların yerini kloroflorokarbonlar’ın (CFC) alış sürecinin aktarılmıştır [2].

Onat A. ve ark. [13], çalışmalarında dönem şartlarında sık kullanılan soğutucu akışkanların çevresel etkilerini araştırmış ve bu soğutucu akışkanlara alternatif soğutucu akışkanlar üzerinde incelemeler gerçekleştirmişlerdir.

Calm J. ve ark. [5], soğutucu akışkan değişim süreçlerini bir şablona oturtarak soğutucu akışkanları dört nesil altında incelemiş, 2010’lu yılların başından itibaren soğutucu akışkanlarda çevre parametrelerinin başı çektiğine değinmiştir.

Abas N. ve ark., [25], yaptıkları çalışmada soğutucu akışkan ailelerinin detaylı ayrımı üzerinde durmuşlardır. Çalışmada detaylandırılan akışkanlardan R290’ın dahil olduğu HC ailesinin bazı üyelerinin kimyasal bileşimi nedeniyle birinci nesile, çevresel özellikleri nedeniyle de dördüncü nesile yakın olduğu görülmektedir. Bu

konudaki karışıklıkları gidermek adına oluşturdukları soğutucu akışkan tarih çizelgesinde HVAC uygulamalarının en başında kullanılan Hidrokarbonların (HC) halojen içerikli olduğu, R290 gibi halojen içermeyen, doğal, yeni nesil soğutucu akışkanların ise bugünden başlayarak gelecek kullanımına ayna tutarak konunun netlik kazanması üzerinde durmuşlardır. [25]

Erten S. ve ark. [29], sabit soğutma kapasitesine sahip HFC R404A yanında R290(propan) soğutucu akışkanı kullanılan iki adet buhar sıkıştırma mekanik soğutma çevrimi sistemini enerji verimliliği bakımından kıyaslamışlardır. Testlerde 25 °C sıcaklık değeri sabit tutulurken bağıl nem de %60 seviyelerinde dengede bırakılarak kıyaslama gerçekleştirilmiştir [29].

COP değeri 2,5 olarak belirlenen R290 soğutucu akışkanı ile çalışan sistemin, COP'si 2,2 olarak tespit edilen R404A soğutucu akışkanlı sisteme göre avantajı sunulmuştur. Çalışma sonucunda doğaya olumsuz etkisi en düşük düzeylerde olan R290 soğutucu akışkanının R404A'ya göre yaklaşık %13-14 daha verimli olduğunu ortaya koyulmuştur. [29]

Zheng H. ve ark. [31], Çalışmalarında R134a kullanılan bir soğuk muhafaza sisteminde R290 kullanımını farklı parametreler bakımından değerlendirerek R134a'nın 1400 gramlık optimum şarj aralığını R290'ın 600 gramda yakaladığını ortaya koyup R290'ın daha az şarj miktarı ile minimum çevresel salınım avantajını ortaya koymuştur. Ayrıca soğutma performansı bakımından sistemleri değerlendirdiğinde R290 sisteminin ortalama soğutma etkisinin, optimum şarj miktarıyla R134a'ninkinden yaklaşık %52 daha yüksek olduğunu belirterek R290 özelinde pozitif çevresel etkilerin, termal etkiler ile doğru orantısını ortaya koyulmuştur [31].

Okudan M. O. [32], Sektörel kullanımı R134a ve R404A ile benzer biçimde yüksek ve aynı kimyasal aileye dahil olan R410A soğutucu akışkanını içeren soğutma sistemlerine, çevresel etkiler bakımından daha olumlu sonuçlara sahip muadil soğutucu akışkanlar önerilebilir üzerinde çalışmalar yapmıştır.

Bu bağlamda GWP değeri düşük ve kullanım alternatifi olarak sunulabilecek muhtemel soğutucu akışkanlardan R454B,R452B ve R32'nin termal performans verilerini irdelemiştir. Çalışma özelinde soğutma kapasiteleri değerlendirildiğinde R-32 soğutucu akışkanın yer aldığı sistemin diğer muadillerine göre soğutma kapasitesinde %6,67 artış sağlandığını tespit etmiştir. Aynı zamanda çalışma kapsamında R32 soğutucu akışkanın gaz şarjı ve GWP etkisi bakımından da avantajları sunulmaktadır. [32]

Zeng M. ve ark. [33], Çalışmalarında (R134a/R290, 55/45), karışımının R404A soğutucu akışkanının yerine kullanılmasını önermek adına bir dizi analiz gerçekleştirmişlerdir. Analizler sonucunda aynı koşullar altında karışımın COP'si R404A'ninkinden daha yüksektir; buna paralel olarak soğutma kapasitesi

R404A'ninkinden daha iyidir. Karışımın hacimsel soğutma kapasitesi ve sıkıştırma oranı açısından R404A'ya benzer bir tepki gösterdiğini tespit etmişlerdir [33].

Termal performansı çevresel performans bakımından da değerlendirdiklerinde karışımın GWP'sinin R404A'ninkinden %81,83 daha düşük olduğunu ortaya koymuşlardır [33].

Sanchez D. ve ark. [34], deneysel çalışmalarında R134a yerine kullanılabilir 0 GWP oranına sahip çevreci bir soğutucu akışkan tespit etmeyi hedeflemişlerdir. Bu hedefe yönelik baz aldıkları soğutucu akışkanları 0 ve -10°C evaporasyon sıcaklıklarında değerlendirmişlerdir. Çalışmalar sonucunda R290'ın (propan), soğutma kapasitesi ve COP açısından en iyi sonuçları elde ederek sırasıyla %40,5–%67,4 ve %22,4–%2,8 arasında bir artış sağladığını ortaya koymuşlardır [34].

Şişman S. ve ark. [22], çalışmalarında R404A'nın yaygın kullanımına dikkat çekmiş ve bu noktadan yola çıkarak bu yaygın kullanıma düşük GWP oranlı soğutucu akışkanlar ile bir muadil bulmayı hedeflemiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda R32 soğutucu akışkanının kritik sıcaklık bakımından R404A'ya ve EER değeri bakımından incelenen tüm soğutucu akışkanlara kurduğu üstünlük tespit edilmiştir. Çalışma sürecinde yapılan tespitler ışığında R404A soğutucu akışkanlı sistemlerde incelenen soğutucu akışkan seçeneklerine geçiş ile GWP değerinin düşürülmesinin avantajları sunulmuştur. [22]

Erdoğan M. ve ark. [10], ısı eşanjörleri termal dizaynı konusunu incelemiş, bu bağlamda genel transfer katsayısını elde etmek amacıyla kabul görmüş güncel korelasyon ve bağıntılar vasıtasıyla iç yüzey ve dış yüzey taşınım katsayısı hesaplarını gerçekleştirerek genel transfer katsayısını elde etmiş ve sistem kapasitesine ulaşmanın yöntemi üzerinde çalışmışlardır.

Aynı çalışma özelinde genel soğutma kapasitesini belirlemede gerekli olan bir diğer ana unsur olan ortalama logaritmik sıcaklık farkı da incelenip analiz edilmiştir [10].

Özşen M. ve ark. [12], kanatlı borulu yoğuşurucu eşanjörünün, kabul gören farklı bağıntılar üzerinden matematiksel modellerini ortaya koymuş, ardından tasarlanan sistemi testlere tabi tutarak gerçek şartlar ile matematiksel modeller arasındaki kaymayı ortaya koyarak EUROVENT standardına göre kabul edilebilir kayma miktarını tanımlamıştır.

Çalışma özelinde kullanılan korelasyonlar ile reel sonuçlar arasındaki farkın önemli ölçülerde değişim gösterebileceği açıkça belirtilmiştir [12].

Eman, M. S. ve ark. [26] yaptıkları çalışmada halojen içermeyen soğutucu akışkanları geleceğin soğutucu akışkanları olarak tanımlamışlardır. Halojen içermeyen, doğal R290 soğutucu akışkanı da bu bağlamda değerlendirilebilir [26].

Tablo 1’de bu alanda incelenen çalışmaların genel perspektifi sunulmaktadır.

Tablo 1. Literatür Araştırması Özeti

Çalışma	Çalışılan Soğutucu Akışkanlar	Çalışma İçeriği
Onat A. ve ark. [13]	Genel Soğutucu Akışkan Nesilleri	Çevresel Etkiler / Olumlu Çevresel Etkilere Dair Alternatif
Calm J. ve ark. [5]	Genel Soğutucu Akışkan Nesilleri	Soğutucu Akışkan Nesilleri
Abas N. ve ark., [25].	Genel Soğutucu Akışkan Nesilleri	Soğutucu Akışkan Nesilleri Detaylandırma
Demirci E. ve ark. [28]	Genel Soğutucu Akışkan Nesilleri	Doğal Soğutucu Akışkan Kullanımındaki Gelişme Süreçleri
Ertan S. ve ark. [29].	R404A / R290	Soğutucu Akışkan Performans Kıyaslaması
Colbourne D. ve ark. [30]	Genel Soğutucu Akışkan Nesilleri	Soğutucu Akışkan Kimyasal Yapı Değerlendirmesi
Zheng H. ve ark. [31]	R290 / R134a	Soğutucu Akışkan Performans Kıyaslaması
Okudan M. O. [32]	R290, R600, R717, R744	Soğutucu Akışkan Performans Kıyaslaması
Zeng M. ve ark. [33]	R290 / R134a / R1270 / R404A	Soğutucu Akışkan Performans Kıyaslaması
Sanchez D. ve ark. [34]	R290 / R134a / R1234yf / R1234ze / R600a / R152	Soğutucu Akışkan Performans Kıyaslaması
Şişman S. ve ark. [22]	R404A / R32 / 1234yf	Soğutucu Akışkan Performans Kıyaslaması
Erdinç M. ve ark. [10]	CO ₂	Isı Eşanjörü Termal Dizaynı
Özgen M. ve ark. [12]	R404A	Matematiksel ve Reel Şartlar Arası Kayma Miktarı Sınırlandırması
Cingiz Z. ve ark. [18]	R22 / R417A / R438A / R422A / R422D	Ekserji Analizi
Hu X. ve ark. [20]	R404A	Soğutucu Akışkan Şarj Miktarı Değerlendirmesi
Emam, M. S. ve ark. [26]	Genel Soğutucu Akışkan Nesilleri	Yeni Nesil Soğutucu Akışkan Sınıflandırması

1.2. Pano Kliması Yapısı ve Çalışma Prensibi

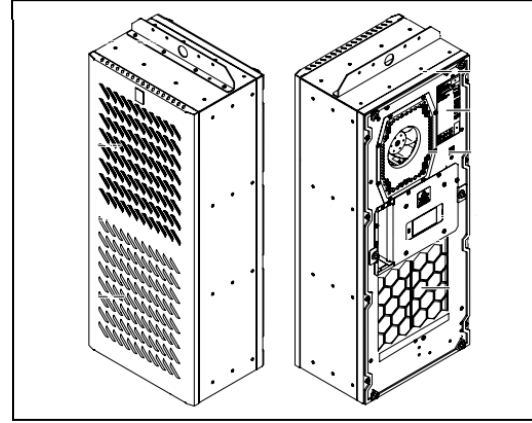
Endüstriyel kompakt tip pano klimaları, mekanik sıkıştırılmalı buhar çevrimi prensibiyle çalışan klasik soğutma makinaları ile aynı sistem elemanları ve çalışma döngüsüne sahiptir. Bu sistemleri diğer sistemlerden ayıran en önemli özellik iç ve dış ünite ayrımı olmaksızın tek gövdede kullanım şansı sunabilmeleridir.

Pano kliması iç yapısında kompresör, evaporatör, kondansör ve kısılma valfi gibi ana elemanların yanında sistem ihtiyacı doğrultusunda filtreler, yağ ve likit tutucular gibi ek donanımlar bulunabilir.

Kompresör tarafından sıkıştırılarak sıcaklığı artırılan kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan kondenserdeki ısı transfer etkisi ile doyma sıcaklığına getirilerek yoğunlaştırılır.

Genleşme cihazından geçerek basıncı düşürülen soğutucu akışkan buhar+likit fazında çalışma şartlarına göre belirlenen kuruluk derecesinde evaporatöre girer. Evaporatörde tekrardan doyma noktasını yakalayarak buharlaşan soğutucu akışkan aşırı ısıtılarak kompresöre iletilir ve döngü devam eder.

Şekil 3’te pano klimasında bulunabilecek komponentler ve cihaz içi dizayn verilmektedir.



Şekil 3. Örnek Pano Klima Yapısı [35]

II. MATERYAL VE METOD

Bu bölümde, ilk bölüm içerisinde nedenleri irdelenerek seçilen R134a / R404A / R290 / R32 soğutucu akışkanları için aynı veya yakın soğutma kapasitelerine sahip kompakt tip pano kliması termodinamik dizaynı gerçekleştirilmiş, sonuçlar analizlere tabi tutularak performans verilerinin kıyaslanması için zemin hazırlanmıştır.

2.1. Isı Eşanjörü Dizaynı

Çalışma özelinde tüm akışkanlar için ısı eşanjörü termal modelleri, endüstriyel pano kliması kullanım alanları dikkate alınarak eşanjör içi akış için ARI HT [21] ve eşanjör dışı akış için DIN 3168 standardı uyarınca kurulacaktır [6].

Çalışmada analizleri gerçekleştirilen dört soğutucu akışkan için de (R134a / R290 / R32 / R404A) özdeş evaporatör ve kondansör ısı eşanjörleri tasarlanmıştır.

Bu sayede değerlendirmeler esnasında ısı eşanjörü konstrüktif dizaynı performans etkileri sabit tutularak, termal performans direkt olarak soğutucu akışkan türü ile ilişkilendirilip sistemin daha şeffaf olarak değerlendirilmesi amaçlanmıştır.

Referans olarak evaporatör eşanjörünün R134a soğutucu akışkanı için termal tasarım adımları aşağıda detaylı olarak açıklanmış bunun yanında termal model FRTCoils® yazılımı ile de değerlendirilerek bulunan ısı kapasite farkının kabul edilebilir sınırlar çerçevesinde olduğundan diğer eşanjör modelleri de yazılım ile doğrulanmıştır [7].

Termal modeldeki tüm soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri, soğutma çevrim noktalarının basınç entalpi diyagramları üzerinde işaretlenmesi ile tespit edilen faz ve sıcaklık değerleri ışığında CoolPack® yazılımından alınmıştır [8].

Aynı şekilde eşanjör üzerinden geçirilen havanın termodinamik özellikleri de CoolPack® yazılımından alınmıştır [8].

Eşitlik (1)'de kanatlı bir boru üzerindeki ısı transfer miktarı en temel haliyle;

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta\theta_{LM} \quad (1)$$

/Q: Toplam Soğutma Kapasitesi (W); U: Genel Isı Transfer Katsayısı (W/m²·K); A: Isı Transfer Yüzey Alanı (m²); $\Delta\theta_{LM}$: Logaritmik Sıcaklık Farkı (K) /

biçiminde ifade edilir [9].

Burada U.A değeri kirlenme olmadığı varsayılarak Eşitlik (2)'deki gibi hesaplanır [9], [10].

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln d_o/d_i}{2\pi k L} + \frac{1}{\eta_o h_o A_o} \quad (2)$$

/ h_i : İç Yüzey Taşınım Katsayısı (W/m²·K); A_i : Isı Transfer İç Yüzey Alanı (m²); $d_o = D$: Dış Çap (m); d_i : İç Çap (m); k : Isı İletim Katsayısı (W/m.K); L : Uzunluk (m); h_o : Dış Yüzey Taşınım Katsayısı (W/m²·K); η_o : Dış Yüzey Etkinliği; A_o : Isı Transfer Dış Yüzey Alanı (m²) /

Dış yüzey etkinliği Eşitlik (3)'teki gibi hesaplanır [9].

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (3)$$

/ A_f : Tüm Kanat Yüzey Alanı (m²); η_f : Kanat Verimi /

İki fazlı akışın olduğu evaporatörde Kenning ve Cooper denklemleri ile akışkan tarafı ısı taşınım katsayısı elde edilir [10].

Bunun için öncelikli olarak Eşitlik (4)'ten Nusselt sayısı hesaplanır.

$$Nu_i = (1 + 1,8 \cdot X^{-0,87}) \cdot 0,023 \cdot Re_i^{0,8} \cdot Pr_i^{0,4} \quad (4)$$

/ Nu_i : İç Yüzey Nusselt Sayısı; Re_i : Doymuş Sıvı Reynolds Sayısı; Pr_i : Doymuş Sıvı Prandl Sayısı /

Eşitlik (4)'teki X Lockhart Martinelli parametresidir ve kuruluk derecesine göre Eşitlik (5)'teki gibi ifade edilir [10].

$$X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (5)$$

/ X : Lockhart Martinelli Parametresi; x : Kuruluk Derecesi; ρ_v : Doymuş Buhar Yoğunluğu (kg/m³); ρ_l : Doymuş Sıvı Yoğunluğu (kg/m³); μ_l : Doymuş Sıvı Dinamik Vizkozite (kg/m.s); μ_v : Doymuş Buhar Dinamik Vizkozite (kg/m.s) /

Nusselt sayısının tespitinin ardından ilgili şartlardaki Reynolds sayısı Eşitlik (6)'daki gibi hesaplanır [10].

$$Re_l = \frac{G_m(1-x)d_i}{\mu_l} \quad (6)$$

/ G_m : Kütle Akışı (kg/s.m²) /

Öncelikle Eşitlik (7)'den hedeflenen soğutma kapasitesi için, çalışma noktalarında belirlenen entalpi farkından soğutucu akışkan debisi tayin edilir ve termal dizayn ilerletilir

$$Q = m(h_{out} - h_{in}) \quad (7)$$

/ m : Kütleli Debi (kg/h); h_{out} : Çıkış Entalpisi (kJ/kg); h_{in} : Giriş Entalpisi (kJ/kg) /

Eşitlik (6)'daki Reynolds sayısının tespiti için gereken kütle akışı Eşitlik (8)'deki gibi hesaplanır [10].

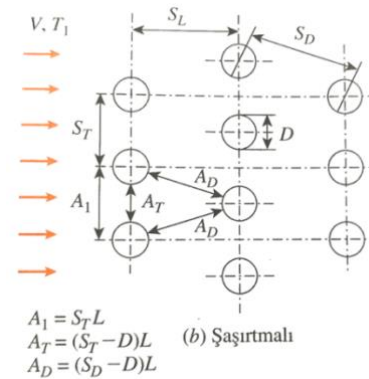
$$G_m = \frac{m}{\pi \cdot d_i^2 / 4} \quad (8)$$

Hesaplanan Nu_i sayısı ile iç yüzey taşınım katsayısı Eşitlik (9)'daki gibi tespit edilir [10].

$$h_i = \frac{Nu_i k}{d_i} \quad (9)$$

İç yüzey taşınım katsayısı hesaplandıktan sonra, boru dışı taşınım katsayısı ve kanat parametresi de ayrı ayrı hesaplanarak eşanjörün dış yüzey ısı transfer katsayısı elde edilir. Dış yüzey taşınım katsayısının belirlenmesinde hava akışı, boru içindeki soğutucu akışkan akışına karşı 90 derecede ilerlediği için boru demetleri üzerinden çapraz akış korelasyonları uygulanır.

Şekil 4'te şaşırtmalı boru demetinde dış ısı taşınım katsayısı hesabında ihtiyaç duyulacak parametreler kesit görünümünde verilmektedir.



Şekil 4. Şaşırtmalı Boru Demetinde Diziliş Parametreleri [11]

Borular arası belirlenen alanların ardından maksimum hava hızı hesaplanarak Eşitlik (10)'daki gibi hesaplanarak ısı eşanjörü yüzeyindeki hava akımının ulaşabileceği limit değeri tayin edilir [11].

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} v \quad (10)$$

/ V_{max} : Maksimum Hız (m/s) /

Psikrometrik diyagram üzerinden istenen kapasitede, işaretlenen çalışma noktalarına göre eşanjöre giren 35°C sıcaklıktaki hava 24,2°C'ye kadar

soğutulmaktadır. Bu nedenle havanın termodinamik özellikleri bu değerlerin ortalaması olan 29,6°C sıcaklığı için alınacaktır.

Hava tarafı için Reynold sayısı Eşitlik (11)'deki hesaplanır [10].

$$Re_D = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} = \frac{V_{max} \cdot D}{\nu} \quad (11)$$

/ Re_d : Hava Tarafı Reynolds Sayısı; ρ : Yoğunluk (kg/m^3); μ : Dinamik Vizkozite ($kg/m.s$); ν : Kinematik Vizkozite (m^2/s) /

Dış taşınım hesabında tek faz kabulü ile tek faz termodinamik bağıntıları kullanılabilir. Boru demetleri üzerinden çapraz akışta $N_L > 16$ ve $0,7 < Pr < 500$ için Nusselt sayısı bağıntıları Eşitlik (12)'deki gibidir; [11]

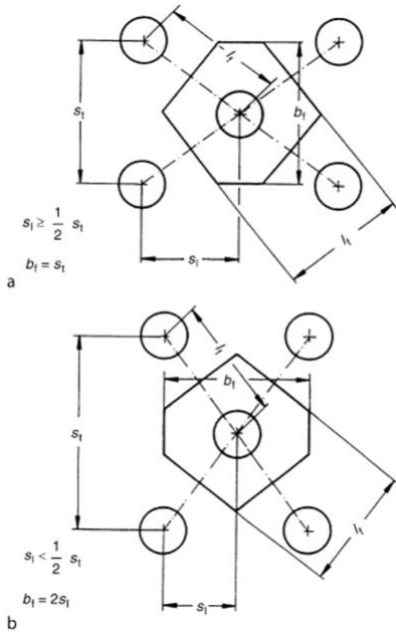
$$Nu_D = 0,35 \cdot \left(\frac{S_r}{S_L} \right)^{0,2} \cdot Re_D^{0,6} \cdot Pr^{0,6} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (12)$$

/ Nu_d : Hava Tarafı Nusselt Sayısı; Pr : Prandl Sayısı; Pr_s : Akışkanın Çıkış Sıcaklığında Hesaplanacak Prandl Sayısı /

Eşitlik (13)'te, hesaplanan Nusselt sayısı vasıtasıyla dış yüzey taşınım katsayısına geçiş sağlanır [10].

$$Nu_d = \frac{h_o \cdot D}{k} \quad (13)$$

Hesaplanan dış yüzey taşınım katsayısına kanat geometrisi etkisinin de, fin verimi parametresinin hesaplanarak katılması ile optimum dış yüzey taşınım katsayısına erişim sağlanmış olur. Şekil 5'te dış taşınım katsayısı hesabında kanatçık tarafı için gerekli olan parametreler kesit görünüm üzerinde verilmektedir. [9]



Şekil 5. Kanatların Şaşırtmalı Boru Demetinde Dizilişi [9]

$$\eta_f = \frac{\tanh X^1}{X^1} \quad (14)$$

Eşitlik (14)'te verilen denklemdeki X^1 bir sabittir ve Eşitlik (15)'teki gibi hesaplanır [9].

$$X^1 = \varphi \frac{d_o}{2} \sqrt{\frac{2a_m}{\lambda_f \delta}} \quad (15)$$

Eşitlik (15)'te verilen φ bir sabittir ve Eşitlik (16)'daki gibi hesaplanır [9].

/ a_m : Boru ve Kanatçık Arası Ort. Isı Transfer Katsayı Oranı ($W/m^2 \cdot K$); λ_f : Fin Yüzeyinin Isı İletim Katsayısı ($W/m K$); δ : Kanat Kalınlığı (m) /

$$\varphi = (\varphi^t - 1)(1 + 0,35 \cdot \ln \varphi^t) \quad (16)$$

Eşitlik (16)'da verilen φ^t bir sabittir ve Eşitlik (17)'deki gibi hesaplanır [9].

$$\varphi^t = 1,28 \frac{b_f}{a_o} \sqrt{\left(\frac{l_f}{b_f} - 0,2 \right)} \quad (17)$$

Eşitlik (17)'deki l_f ve b_f parametreleri Şekil 5'te belirtilen boru - kanat arasındaki geometrik mesafelerdir [9].

Eşitlik (18)'den boru ve kanatçık arası ortalama ısı transfer katsayısı oranı hesaplanmasıyla beraber genel ısı transfer katsayısı tespitine geçilir [9].

$$a_m = \frac{Nu_d \cdot \lambda_{air}}{d_o} \quad (18)$$

/ λ_{air} : Havanın Isı İletim Katsayısı ($W/m K$) /

Genel fin veriminin de hesaplanması ile bulunan tüm değerler Eşitlik (2)'de yerine koyularak genel ısı transfer katsayısı elde edilir.

$$U = 45,454 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı paralel akış veya ters akış düzenlemesi için Eşitlik (19)'da verildiği gibi yazılabilir [10].

$$\Delta \theta_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (19)$$

/ ΔT_1 : Eşanjöre Akışkan ve Hava Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı 1 (K); ΔT_2 : Eşanjöre Akışkan ve Hava Giriş Çıkış Sıcaklık Farkı 2 (K) /

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, tasarlanan ısı eşanjörünün çalışma noktasındaki soğutucu akışkan giriş - çıkış ve hava giriş sıcaklıklarına göre FRTCoils® çıktısından almır [7].

R134a (7,2 – 18,3 °C)

Hava (35 – 24,2 °C)

$$\Delta \theta_{LM} = 20,66 \text{ K}$$

Hesaplanan tüm değerler Eşitlik (1)'deki genel denklemde yerine yazılarak evaporatör ısı eşanjörünün soğutma kapasitesi elde edilir.

$$Q = 45,454 \frac{W}{m^2 K} \cdot 1,3m^2 \cdot 20,66 K$$

$$Q = 1220 W$$

Özşen M. ve ark. [12], Avrupa' da iklimlendirme sistemlerinin ısıl performans analizi ve değerlendirmesi noktasında büyük kesimlerce kabul görmüş Eurovent kuruluşunun sertifikasyon sağlanması için teorik ve pratik olarak eldesi gerçekleştirilen değerlerin % 5 sapmasına, eğer test tekil bir şekilde yapılıyor ise üst limit olarak %8 sapmasına izin vermekte olduğunu bildirmişlerdir. Bu doğrultuda farklı bağıntılar kullanarak yaptıkları ısıl kapasite hesapları ve test sonuçları ile aradaki farkı sırası ile %16,41 - %18,47 - % 5,14 - %19,66 - %15,90 şeklinde hesaplamışlardır. [12]

Çalışmada hesaplanan farkların ortalamasının yaklaşık %15 olduğu görülmektedir. Bu bağlamda çalışmada analitik çözümü yapılan R134a evaporatör eşanjörünün hesaplanan 1,22 kW'lık kapasitesi FRTCoils® ile hesaplandığında 1,36 kW olarak tespit edilmiş bu da aradaki farkın yaklaşık %10 olduğu böylece hem deneysel veri ile örtüştüğü hem de sınırlamayı %2'lik bir miktarda aştığı için uygulanabilir olduğuna karar verilmiştir.

Bu noktadan yola çıkarak belirlenen tasarım adımları çalışmaya konu olan her dört soğutucu akışkanın evaporatör ve kondenser ısı eşanjörüne FRTCoils® üzerinden uygulanmış, sonuçlar Tablo 2 ve Tablo 3'te özetlenerek sunulmuştur [7].

Tablo 2. Evaporatör Isı Eşanjörleri Tasarım Özeti Tablosu

ÖZELLİK	R32 EVAPORATÖR	R290 EVAPORATÖR	R134 EVAPORATÖR	R404A EVAPORATÖR
KALIP	25x22	25x23	25x24	25x25
BORU (inc)	5/16	5/16	5/16	5/16
ÖLÇÜLER	317*66*102	317*66*102	317*66*102	317*66*102
TOPLAM KAPASİTE (kW)	1,56	1,53	1,36	1,45
ISI TRANSFER ALANI	1,3	1,3	1,3	1,3
LOG. SICAKLIK FARKI (K)	21,09	20,85	20,66	20,86
DEVRE / SIRA / BORU	1*3*4	1*3*4	1*3*4	1*3*4
HAVA TARAFI				
HAVA (°C) / BN (%) GİRİŞ	35 / 40	35 / 40	35 / 40	35 / 40
HAVA (°C) / BN ÇIKIŞ (%)	23,4 / 63,6	23,5 / 63,8	24,2 / 64,2	23,8 / 64
HACİMSEL DEBİ (m ³ /h)	267	267	267	267
BASINÇ KAYBI (Pa)	35,7	35,6	33,9	35,1
AKIŞKAN TARAFI				
EVAPORASYON / SH	7,2 / 11,1	7,2 / 11,1	7,2 / 11,1	7,2 / 11,1
KONDENZASYON / SC	54,4 / 8,3	54,4 / 8,3	54,4 / 8,3	54,4 / 8,3
KÜTLESEL DEBİ	23	20	33	47
GİRİŞ / ÇIKIŞ ENTALPİ (kJ/kg)	289 / 530	325 / 603	266 / 413	269 / 379
BASINÇ KAYBI (kPa / K)	6,7 / 0,2	12,4 / 0,7	25,7 / 1,9	24,4 / 1,1

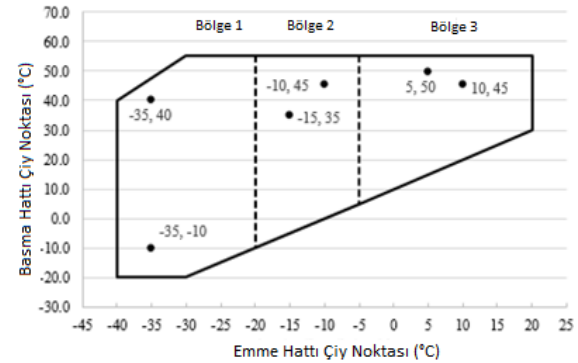
Tablo 3. Kondanser Isı Eşanjörleri Tasarım Özeti Tablosu

ÖZELLİK	R32 KONDANSER	R290 KONDANSER	R134 KONDANSER	R404A KONDANSER
KALIP	25x22	25x23	25x24	25x25
BORU (inc)	5/16	5/16	5/16	5/16
ÖLÇÜLER	317*88*152	317*88*152	317*88*152	317*88*152
TOPLAM KAPASİTE (kW)	2	1,96	1,94	1,95
ISI TRANSFER ALANI	2,8	2,8	2,8	2,8
LOG. SICAKLIK FARKI (K)	12,54	12,51	12,42	12,7
DEVRE / SIRA / BORU	1*4*6	1*4*6	1*4*6	1*4*6
HAVA TARAFI				
HAVA (°C) / BN (%) GİRİŞ	35 / 55	35 / 55	35 / 55	35 / 55
HAVA (°C) / BN ÇIKIŞ (%)	47,8 / 28	47,5 / 28,4	47,4 / 28,6	47,4 / 28,5
HACİMSEL DEBİ (m ³ /h)	487	487	487	487
BASINÇ KAYBI (Pa)	49,4	49,4	49,4	49,3
AKIŞKAN TARAFI				
EVAPORASYON / SH	7,2 / 11,1	7,2 / 11,1	7,2 / 11,1	7,2 / 11,1
KONDENZASYON / SC	54,4 / 8,3	54,4 / 8,3	54,4 / 8,3	54,4 / 8,3
KÜTLESEL DEBİ	25	21	35	50
GİRİŞ / ÇIKIŞ ENTALPİ (kJ/kg)	529 / 288	653 / 324	439 / 265	399 / 267
BASINÇ KAYBI (kPa / K)	6,6 / 0,1	7,9 / 0,2	14,4 / 0,4	14,9 / 0,3

2.2. Kompresör Seçimi

AHRI 540-2020 standardına göre, subkritik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrim çalışma aralıkları görsel olarak çalışma diyagramlarına yansıtılmıştır. Kompresör seçimlerinde, çalışma noktalarının ilgili diyagram sınırları içerisinde kalmasına dikkat edilmelidir. [14]

Şekil 6'da AHRI 540-2020 standardına göre tanımlanan kompresör çalışma diyagramı ve sınırları verilmektedir.



Şekil 6. AHRI 540-2020'ye Göre Subkritik Çevrimde Kompresör Çalışma Diyagramları [14]

Kompresörün Hacimsel Verimi;

Geometrik yer değiştirme ve emiş hacminin bir fonksiyonudur. Eşitlik (20)'deki oran ile elde edilir. Ayrıca kompresörün sahip olduğu geometrik yer değiştirmesi, kompresörün sıkıştırma hacmiyle devir sayısının çarpımına elde edilmektedir [15].

$$\eta_{volumetric} = \frac{\text{Emiş Hacmi}}{\text{Geometrik Yerdeğiştirme}} = \% \quad (20)$$

Kompresörün İzentropik Verimi;

Kompresör verimliliğinin değerlendirilmesi noktasında, hacimsel verimin yanında izentropik verim de incelenen bir diğer parametredir [15]. İzentropik verim her ne kadar ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde sıkıştırmanın sabit entropide olduğu kabulü

ile hesaplanabilse de, gerçek çevrimde; sistem elemanlarında sürtünme, ısı transferi gibi nedenler ile oluşan tersinmezlikler vasıtasıyla sıkıştırmanın izentropik olması mümkün olmayacağından çalışmada sürecinde kompresör verimliliği hacimsel verim perspektifinden incelenmektedir.

Kompresörün Sıkıştırma Oranı;

Sıkıştırma oranı ise sistemin tasarımı, içerdiği soğutucu akışkanın çalışma noktalarındaki evaporasyon ve kondenzasyon basınçlarına göre şekillenir. Son dönemde gelişen motor teknolojileri vasıtasıyla yüksek sıkıştırma oranlarında dahi düşük enerji tüketimi sağlanabilmektedir. Bileşenlerin seçim noktalarında bu parametrelerin her biri hesaplanarak ortak bir perspektiften kıyası sağlanacaktır.

Soğutma sistemlerinde kompresörler, sadece buhar fazındaki soğutucu akışkanı sıkıştırabilecek biçimde üretilmiştir. Sıkıştırma işlemi sürecinde kompresörlere dönüş hattı sürekli kontrol edilir.

Sıvının ilerlemesinin önüne geçilmek için bir dizi önlemler alınır. Pistonlu soğutma kompresörleri klima ve soğutma uygulamalarında yüzdesel olarak en yaygın kullanım sahası edinmiş mekanik sıkıştırma elemanlarıdır [27].

Çalışmada tasarlanan soğutma sistemlerinin üç adeti için pistonlu hermetik tip kompresör kullanılırken (R134a / R290 / R404A), R32 soğutucu akışkanı için düşük kapasitelerde hermetik tip pistonlu kompresörün bulunmaması nedeniyle bu soğutucu akışkan için rotary tip kompresör seçilerek tasarım gerçekleştirilecektir.

2.3. Bakır Boru Tesisat Dizayını

Emiş boru hattı hat dizaynında en fazla üzerinde durulması gereken tesisat olarak değerlendirilebilir. Boru çapı optimum değerinden büyük tutulur ise tesisatta barındırılan yağın hatlar boyunca akışının sağlanamamasına, mali açıdan bakıldığında ise gereksiz yere artan yatırım kalemlerine neden olduğu gibi, diğer taraftan bakır boru çapı gereğinden küçük tayin edilir ise yüksek basınç kaybına ve yüksek akış hızlarına, dolayısıyla aşırı sesli çalışan bir tesisat kurgusuna neden olacaktır. [1]

Sıvı hattı çaplarının belirlenmesinde en önemli nokta akışkanın hat boyunca ilerlerken aşırı basınç kayıplarına uğrayarak kaynamasını yani buharlaşmasını önlemektir [16].

Sıvı fazdaki akışkanda kaynama olması genişleme valfinin verimli çalışmasını, evaporatöre giden sıvı akışkanın kontrollü şekilde yapılmasını aksatmaktadır. Bunları engellemek için boru çapı seçimi yapılırken, toplam basınç düşümünün 2 psi değerini geçmemesine dikkat etmek gerekir. Borularda sıvı darbesi, ses, titreşim oluşmaması için akışkan maksimum hızı 1,5 m/s olacak şekilde boyutlandırma yapılmalıdır. [16]

Basma hatları hesaplanırken, emiş hatlarındaki özelliklere dikkat edilmelidir. Basınç kayıpları çok kritik olmasa da, akışkan basınç kayıpları kompresör çıkış basıncının artmasına sebep olabilir. Bu basınç artışı kompresör enerji tüketimini artırır, volumetrik verimi düşürerek soğutma kapasitesinin düşüşüne neden olur. Yatay hatlarda en az 2,5 m/s, düşey hatlarda en az 5 m/s akışkan hızı sağlanması gerekirken, 20 m/s akışkan hızı geçilmemelidir. [16]

Tüm soğutucu akışkanlar için boru çaplarının belirlenmesinde Tablo 4'te R134a emme hattı için verilen örnekteki gibi birbirine yakın en optimum iki çap arasında değerlendirme yapılarak daha uygun olan kalın font ile işaretlenmiştir.

Sistemdeki hat belirlendikten sonra basınç entalpi eğrisi üzerinden faz ve yoğunluk tespiti yapıp, elde edilen hacimsel debinin belirlenen boru kesitindeki akış hızının sınırlandırılmaları dahilinde kalmasına dikkat edilerek hat boyutlandırması gerçekleştirilir.

Tablo 4. R134a Emme Hat Boyutlandırması

R134a					
EMME			EMME		
Hat Basıncı	3,729	bar	Hat Basıncı	3,763	bar
Entalpi	413,2	kJ/kg	Entalpi	413,2	kJ/kg
Kompresör Emme Hat Çapı	8,1	mm	Kompresör Emme Hat Çapı	8,1	mm
$V=v \cdot A$			$V=v \cdot A$		
$m=V \cdot \rho$			$m=V \cdot \rho$		
V	1,929	m ³ /h	V	1,91	m ³ /h
A	2,82743E-05	m ²	A	5,02655E-05	m ²
v**	68224,41894	m/h	v**	37998,24266	m/h
v	18,95122748	m/s	v	10,55306741	m/s
ρ (kg/m ³)	17,22		ρ (kg/m ³)	17,39	
m	33,21738	kg/h	m	33,2149	kg/h
Boru Dış Çapı	8	mm 5/16"	Boru Dış Çapı	10	mm 3/8"
Boru İç Çapı	6	mm	Boru İç Çapı	8	mm
Φ	0,006	m	Φ	0,008	m
d	0,003	m	d	0,004	m
A	2,82743E-05	m ²	A	5,02655E-05	m ²
A	2,82743E-05	m ²	A	5,02655E-05	m ²

Tüm soğutucu akışkanlara göre belirlenen sistemlerin boru çaplarından sonra özel basınç kayıpları da dikkate alınıp genel basınç kayıp hesapları yapılarak tesisat tasarımı hız ve basınç kaybı ilişkisi ile doğrulanır. Tablo 5'te tüm sistemler için hesaplanan basınç kayıpları bar ve doyma sıcaklığı kaybı üzerinden verilmektedir

Tablo 5. Genel Basınç Kayıpları

	R134a			R290		
	Basma	Emme	Likit	Basma	Emme	Likit
Basınç Kaybı (bar)	0,125	0,009	0,023	0,013	0,005	0,01
Doyma Sıcaklığı Kaybı (K)	0,3	0,1	0,1	0	0	0
	R404A			R32		
	Basma	Emme	Likit	Basma	Emme	Likit
Basınç Kaybı (bar)	0,131	0,008	0,025	0,062	0,012	0,016
Doyma Sıcaklığı Kaybı (K)	0,2	0	0	0,1	0	0

2.4 Sistemlerin Ekserji Çözümlemesi

Sistemlerde kompresör seçiminin ardından yapılabilecek enerji analizini destekleyerek daha berrak hale getirmek amacıyla sistemlerin ekserji analizleri de gerçekleştirilip değerlendirme çerçevesine katılmıştır.

Yeni bir enerji kaynağı tespit edildiğinde, merak edilen ve tüm süreci şekillendirecek işlemlerden ilki enerji miktarının tayin edilmesidir. Yalnızca bu bilgiyi edinmiş olmak, bu enerji kaynağını işleyecek güç santrali yapmaya karar vermek için tek dayanak noktası olmamalıdır. Bunun yanında ek dayanak noktası oluşturarak asıl tespit edilmesi gereken, enerji unsurunun iş yapabilme potansiyelidir.

Bunun da en büyük göstergesi tespit edilen enerjinin ne kadarının kullanılabilir işe dönüştürülebileceğidir [17].

Bu bakımdan, termodinamikte bu süreci anlatabilecek bir literatürün tayin edilmesi değerlidir. Bu unsur ekserji yani kullanılabilirlik olarak tanımlanmıştır [17].

Belirli bir hal içerisinde olan sistemin enerji iş potansiyeli, sistemden elde edilebilecek en yüksek orandaki yararlı iştir. Sistem ile en fazla işi gerçekleştirebilmek için, hal değişimi neticesinde sistemin ölü hale gelmesi gerekmektedir. Var olan sistemin ölü halde geçmesi çevreyle termodinamik açıdan dengede olması anlamına gelir. Sistemin ölü haldeki özellikleri sıfır indeksi ile gösterilir. [17]

Enerji muhafazası termodinamiğin ilk kanununda irdelenmiştir. Ancak sadece bu kanun vasıtasıyla reel sistem performansının tayin edilmesi hedefleniyor ise yeterli olmayacaktır. Sistemin muhakkak ekserji unsuru açısından da değerlendirilmesi gerekmektedir. Birim kütle için ekserji, Eşitlik (21)'deki gibi hesaplanmaktadır [18];

$$\psi = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (21)$$

/ ψ : Birim Kütle Ekserjisi; s : Entropi ($kJ/kg.K$); s_0 : Ortam Entropisi ($kJ/kg.K$) /

Eşitlik (21)'e her bir soğutucu akışkana göre özel olarak belirlenerek ekserji çözümlenmesine karakter katacak soğutucu akışkan kütleli debisi de eklenir ise sistemin ekserji davranışı, Eşitlik (22)'deki hali almaktadır [18].

$$Ex = m[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (22)$$

Bu eşitlikte çevre hali koşulları olarak belirli sıcaklık, tüm sistemlerin tasarımlarının referans olarak alındığı DIN 3168 normu çevre sıcaklığı olan $T_0=35^\circ C$ olarak, P_0 ise 1 atm şeklinde belirlenmiştir [19].

Termodinamiğin ikinci kanunu analizi vasıtasıyla, irdelenen sistemlerin kondenser eşanjörü, evaporatör eşanjörü, kompresör ve genişleme valfindeki ekserji yıkım oranları Eşitlik (23), Eşitlik (24), Eşitlik (25) ve Eşitlik (26)'daki gibi hesaplanabilir [18].

$$Ex_{yıkım\ kond.} = Ex_2 - Ex_3 - Q_{kond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{kond}}\right) \quad (23)$$

/ Q_{kond} : Kondenser Isı Çıkışı (kW); T_0 : Ortam Sıcaklığı ($^\circ C$); T_{kond} : Kondenzasyon Sıcaklığı ($^\circ C$) /

$$Ex_{yıkım\ evaporatör} = Ex_4 - Ex_1 + Q_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right) \quad (24)$$

/ Q_{evap} : Evaporatör Isı Girişi (kW); T_{evap} : Evaporasyon Sıcaklığı ($^\circ C$) /

$$Ex_{yıkım\ komp} = Ex_1 - Ex_2 + W_{komp\ elekt} \quad (25)$$

$$Ex_{yıkım\ GV} = Ex_3 - Ex_4 \quad (26)$$

/ $Ex_{yıkım}$: Ekserji Yıkımı /

Toplam yıkım Eşitlik (27)'de tanımlanır. ; [18]

$$Ex_{Toplam} = Ex_{yıkım\ kondanser} + Ex_{yıkım\ evaporatör} + Ex_{yıkım\ komp} + Ex_{yıkım\ GV} \quad (27)$$

Sistemin genel ekserji verimi Eşitlik (28)'de sunulduğu gibidir [18].

$$\eta_{Ex} = \frac{Ex_4 - Ex_1}{W_{komp}} \quad (28)$$

/ η_{Ex} : Ekserji Verimi; W_{komp} : Kompresör Enerji Girişi (kW) /

III. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. CO_2 Eşdeğeri Şarj Miktarı ve Çevre Etkisinin Analizi

Tablo 6'da soğutucu akışkanların birim şarj miktarına referans olarak verilen CO_2 cinsinden şarj miktarı vasıtasıyla detaylı bir değerlendirme yapmak mümkündür;

Tablo 6. İncelenen Soğutucu Akışkanların Referans CO_2 Eşdeğeri [4]

Soğutucu Akışkan	GWP	Referans Şarj Miktarı (kg)	Ton CO_2
R-134a	1430	1	1,43
R-404A	3922	1	3,922
R-290	3	1	0,003
R-32	675	1	0,675

Hu, X. ve ark., [20] bir sistemdeki soğutucu akışkan miktarını optimize etmek adına yapmış oldukları deneysel çalışmalar sürecinde, soğutucu akışkanın ilgili fazdaki birim hacminin kilogramı üzerinden soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri ile bir yakınsama yapılması metodu geliştirmişlerdir. Bu metottan yola çıkarak başlangıç şarj miktarı ve dolayısıyla CO_2 eşleniği daha net hesaplanabilir. Bu çalışmaya göre [20] soğutucu akışkan kütleli hacmi ve soğutucu akışkanın özgül hacmi arasında bir korelasyon kurularak öngörü getirilebilir.

$$m = \frac{V}{v} \quad (29)$$

Çalışmada sistemlerin tamamı ARI HT standardına göre [21] tasarlandığından soğutucu akışkanların basınç entalpi diyagramları üzerinden evaporasyon sıcaklığındaki doyma basıncına karşılık gelen değerde özgül hacimleri CoolPack® [8] yazılımından alındığında;

$$R134a = 0,05422 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$R404A = 0,02606 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$R290 = 0,07848 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$R32 = 0,03606 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Bu noktada yukarıdaki eşitlik değerlendirildiğinde birim hacimde en az soğutucu akışkan kütlesine ihtiyaç gerektiren akışkan sıralamasının $R290 > R134a > R32 > R404A$ olduğu görülmektedir.

Tablo 2’de ısı eşanjörü tasarım bölümünde istenen soğutma kapasitesini elde edebilmek amacıyla gereken kütleli debi sıralamasında verilen, benzer soğutma kapasiteleri için R404A’nın soğutucu akışkan debisi 47 kg/h iken, R290’ın soğutucu akışkan debisinin 20 kg/h olması da bu yargıyı desteklemektedir. Görüldüğü üzere aynı kapasite için daha az R290 sirkülasyonu yeterlidir.

Bu noktadan CO_2 eşdeğeri şarj miktarına geçmek için, 1 birim R290 gazının özgül hacmi için 1,47 birim R134a; 3,03 birim R404A; 2,2 birim de R32 soğutucu akışkan gerektiğinden kıyaslama yapabilmek adına 1 kg R290 baz alınarak soğutucu akışkanların GWP oranları ile CO_2 eşdeğeri şarj miktarına bir yaklaşım yapmak mümkündür.

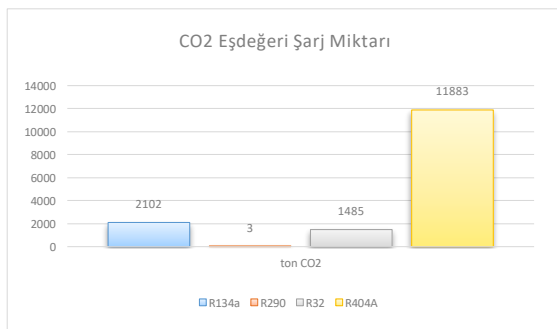
$$R134a = 1430(GWP) \cdot 1,47 \text{ kg} = 2102 \text{ ton } CO_2$$

$$R290 = 3(GWP) \cdot 1 \text{ kg} = 3 \text{ ton } CO_2$$

$$R404A = 3922(GWP) \cdot 3,03 \text{ kg} = 11883 \text{ ton } CO_2$$

$$R32 = 675(GWP) \cdot 2,2 \text{ kg} = 1485 \text{ ton } CO_2$$

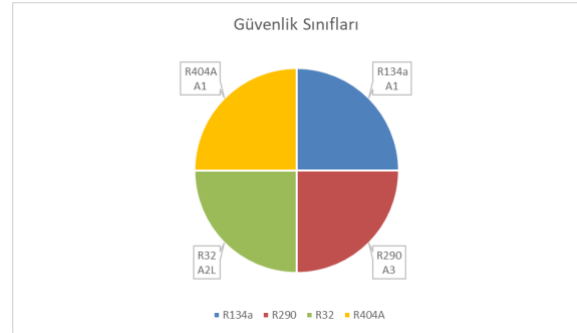
Şekil 7’de her dört soğutucu akışkan içinde öngörülen şarj miktarlarından yola çıkılarak hesaplanan CO_2 eşdeğeri şarj miktarı verilmektedir.



Şekil 7. Sistemlerin CO_2 Eşdeğeri Şarj Miktarları

3.2. Soğutucu Akışkanların Güvenlik Gereksinimleri Analizi

Şekil 8’de çalışmada analiz edilen dört soğutucu akışkanın güvenlik sınıfları verilmektedir [22, 23].

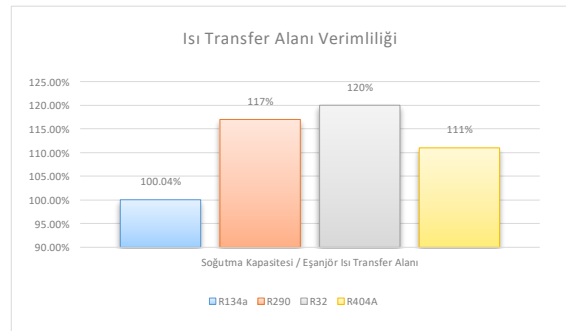


Şekil 8. Kullanılan Soğutucu Akışkanların Güvenlik Sınıfları

A1 sınıfındaki R134a ve R404A için alev yayılımı düşük zehir oranı özellikleri geçerli iken; A2L sınıfındaki R32 için düşük zehir – düşük tutuşabilirlik oranı; A3 sınıfındaki R290 için ise düşük zehir – yüksek tutuşabilirlik oranı söz konusudur. Bu noktada gelecek nesil doğal soğutucu akışkan R290 ve R32 ile çalışırken iş sağlığı ve güvenliği prosedürlerinin önemini vurgulamak gereklidir [22, 23].

3.3. Isı Eşanjörü Verimlilik Analizi

Şekil 9’da tasarlanan ısı eşanjörlerinin birim alanından elde edilen soğutma kapasitesi birbirleri ile kıyaslanarak verilmektedir.

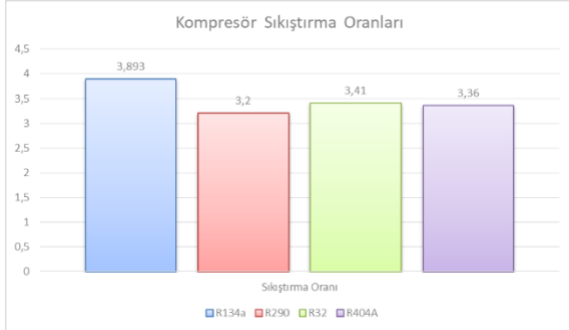


Şekil 9. Isı Eşanjörleri Transfer Alanı Verimlilikleri

Her dört soğutucu akışkan için de sabit ısı eşanjörü ve dolayısıyla sabit ısı transfer yüzeyi dizaynı bu değerlendirmenin yapılmasına olanak sağlamıştır. R290 ve R32 soğutucu akışkanlarının şarj miktarları diğer muadillerine göre düşük olsa da transfer alanı verimliliğinde üst noktada yer almaktadır. Bu da ileriki aşamalarda bu noktada bir maliyet optimizasyonunun yapılabileceğini göstermektedir.

3.4. Kompresör Sıkıştırma Oranı Analizi

Şekil 10'da her dört soğutucu akışkanı içeren sistemlerin evaporasyon ve kondenzasyon noktalarındaki basınçlarını oranlayarak elde edilen sıkıştırma oranları verilmektedir.

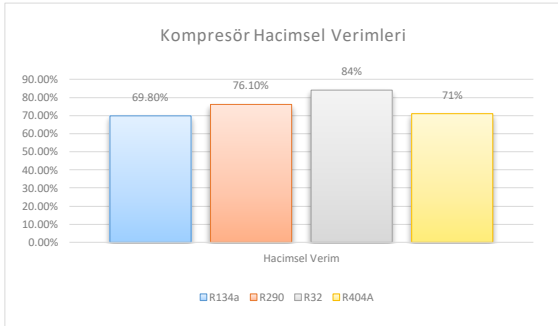


Şekil 10. Sistemlerin Kompresör Sıkıştırma Oranları

Şekil 10'de görüldüğü üzere R290 soğutucu akışkanı kullanılan sistemdeki düşük sıkıştırma oranı hem kompresör ömrünü uzatacak hem de ileriki bölümlerde değerlendirilecek sistemin enerji tüketimi parametresine olumlu bir etki sunacaktır.

3.5. Kompresör Hacimsel Verim Analizi

Şekil 11'de her dört soğutucu akışkanı içeren sistemler için hesaplanan, kompresör ömrü ve performansı çatısı altında değerlendirilen kompresör hacimsel verimleri verilmektedir.

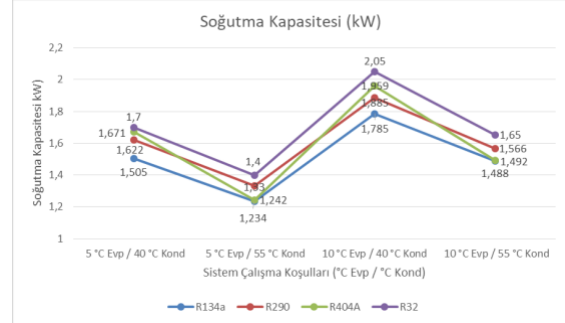


Şekil 11. Sistemlerin Kompresör Hacimsel Verimleri

Bu değerlendirmeden görüldüğü üzere R32 ve R290 soğutucu akışkanı birim kompresör hacmine göre en fazla soğutma kapasitesini sağlamaktadır. Bu durum hem maliyet analizi hem de sistemlerin sürdürülebilirlik – bakım, işletim giderleri açısından avantaj sunan bir özellik olarak karşımıza çıkmaktadır.

3.6. Kompresör Soğutma Kapasite Analizi

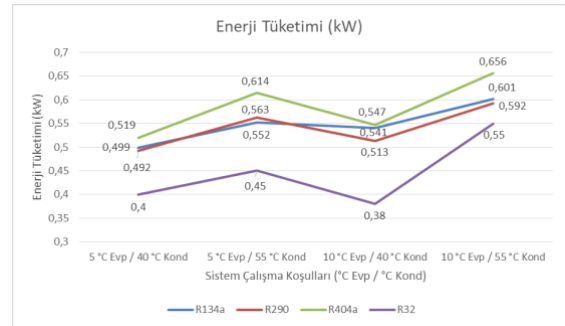
Her dört soğutucu akışkan için de seçilen kompresörler ile birlikte verilen üretici performans eğrileri üzerinden çalışma şartları analiz edilip; Şekil 12'de kompresörlerin ilgili çalışma şartlarındaki genel soğutma kapasiteleri verilmektedir.



Şekil 12. Seçilen Kompresörlerin Genel Soğutma Kapasiteleri

3.7. Kompresör Enerji Tüketim Analizi

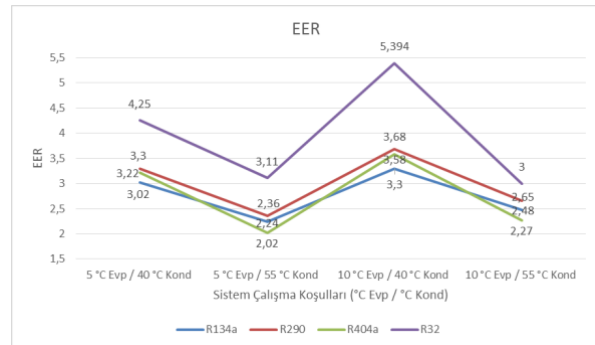
Şekil 13'te ilgili çalışma şartlarında kompresörlerin genel enerji tüketimleri verilmektedir.



Şekil 13. Seçilen Kompresörlerin Genel Enerji Tüketimleri

3.8. Kompresör Enerji Verimlilik Oranı Analizi (EER)

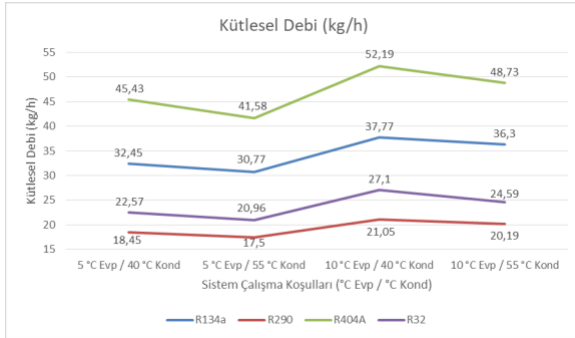
Şekil 14'te ilgili çalışma şartlarında kompresörlerin enerji verimlilik oranları (EER) verilmektedir.



Şekil 14. Kompresörlerin EER Oranları

3.9. Soğutucu Akışkan Kütlesel Debi Analizi

Şekil 15'te kompresörlerin ilgili çalışma şartlarında sağlayacağı soğutucu akışkan kütlesel debileri verilmektedir.

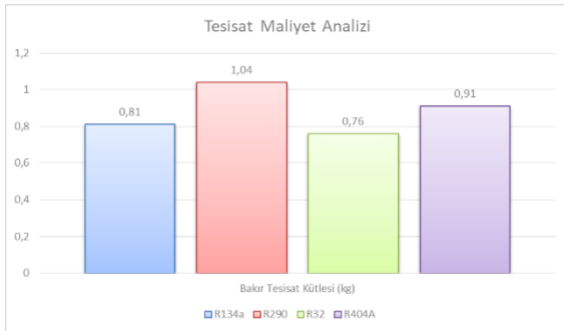


Şekil 15. Seçilen Kompresörlerin Kütlesel Debileri

3.10. Bakır Boru Tesisatı Maliyet Analizi

Şekil 16'da önceki bölümlerde hatlardaki hız sınırları ve sürtünme kayıpları dikkate alınarak çapları belirlenen bakır boru tesisatları arasındaki maliyet kıyaslaması verilmektedir.

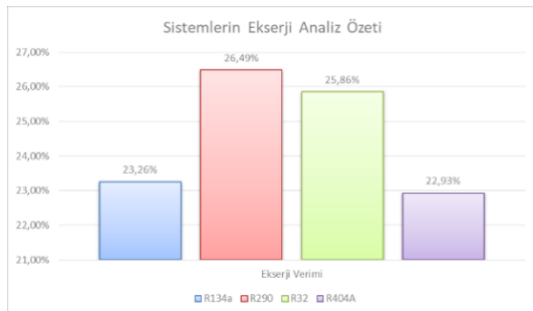
Belirlenen boru iç ve dış çapları dikkate alınarak tesisatın içerdiği bakır hacmi hesaplanmış ardından bakırın katı haldeki özkütlesi ile [24] ile çarpılarak tesisattaki bakır kütlesine bir yaklaşım yapılarak maliyet analizi oluşturmak hedeflenmiştir.



Şekil 16. Tesisat Maliyet Analizleri

3.11. Kullanılabilir Enerji (Ekserji) Analizi

Şekil 17'de elde edilen enerjinin kullanılabilirlik boyutunu değerlendirmek amacı ile irdelenen sistem içi ekserji analizleri verilmektedir.



Şekil 17. Sistemlerin Ekserji Verimleri

IV. SONUÇ

Sistemlerin çevresel etkileri değerlendirildiğinde, soğutucu akışkanlar arasındaki GWP (Küresel Isınma Potansiyeli) bakımından üstünlük R404A > R134a > R32 > R290 şeklindeken, atmosfer ömrü konusunda da R404A > R134a > R290 > R32 sıralaması incelenen soğutucu akışkanların çevre sınırlarını ve bu noktadaki doğru orantıyı net bir şekilde ortaya koymakta, global unsurların soğutucu akışkan azaltım takvimini oluştururken aldıkları dayanağı göz önüne sermektedir.

Çalışmada çevre etkileri analizini somut verilere dayandırmak için F gaz yönetmeliği vasıtasıyla iklimlendirme dünyasına kazandırılan ton CO₂ cinsinden şarj miktarı her bir soğutucu akışkan için hesaplanmış, bu hesaplama sürecinde gelecek nesil halojen içermeyen doğal soğutucu akışkan R290 ve HFC ailesinin çevre dostu üyelerinden R32 soğutucu akışkanların birim kütlesinin içerdiği yüksek enerji miktarı ile diğer soğutucu akışkanlara göre gerektirdiği düşük kütlesel debi vasıtasıyla düşük soğutucu akışkan şarj miktarına dikkat çekilmiş ve sonuç olarak R404A > R134a > R32 > R290 sıralaması elde edilmiştir. Bu noktada çalışmada incelenen soğutucu akışkanlardan çevreye en zararlı olanların R404A ve R134a oldukları görünürken en az çevre etkisine sahip soğutucu akışkanın ise R290 olduğu ortaya konulmuştur.

Çevre etkileri analizinin ardından sistemlerin termal performans analizleri; birim soğutma kapasitesi başına enerji tüketimi ve eldesi, enerji verimlilik analizleri, ekserji analizleri, ilk yatırım unsurlarına olan etkiler, iş girişi olan sistem bileşenlerinin (kompresör) performansı gibi maddeler altında incelendiğinde;

Tasarlanan ortak evaporatör ve kondenser ısı eşanjörleri ile bu majör sistem bileşenlerinin sabit tutulması amaçlanmış, tüm performans analizleri soğutucu akışkanlar üzerinden iletilemiştir.

Isı eşanjörlerinin sabit tutulması ile birim ısı transfer alanından alınan soğutma kapasitesi bakımından ilişki R32 > R290 > R404A > R134a biçimindedir.

Bu da gelecek nesil doğal soğutucu akışkan R290 ve çevre dostu HFC 32 kullanımının daha büyük ölçeklerde düşünüldüğünde kullanılacak eşanjör boyutunu küçülterek sistem ekonomisine olumlu etki yapacağı görülmektedir.

Sistemlerin birbirine yakın soğutma kapasitelerinde enerji tüketim oranları arasında R404A > R134a > R290 > R32 sıralaması tespit edilirken buna bağlı olarak enerji verimlilik oranları arasında ise R32 > R290 > R404A > R134a sıralaması ortaya çıkmaktadır. Bu da enerji tüketimi, sürdürülebilirlik, enerji verimliliği gibi termal performans değerlendirme ölçütlerinde de; çevre performanslarında olduğu gibi gelecek nesil halojen içermeyen doğal soğutucu akışkan R290 ve çevre dostu HFC R32'nin avantajını ortaya koymaktadır.

Sistemlerin enerji verimlilikleri noktasındaki analiz kompresör performansı üzerinden detaylandırıldığında kompresörlerin hacimsel verimlilikleri arasındaki ilişkinin $R32 > R290 > R404A > R134a$ iken, sıkıştırma oranları arasındaki ilişkinin $R134a > R32 > R404A > R290$ şeklinde olması ile kompresör ömrünün ve daha önceden incelendiği üzere enerji tüketiminin çevre dostu akışkanlarda diğer soğutucu akışkanlara göre daha avantajlı olduğu ve bu sayede enerji verimliliği ve ilk yatırım maliyeti boyutlarının da genel enerji değerlendirmesine bir referans sağladığı ortaya konulabilir.

Ekserji analizi sonucunda elde edilen ekserji verimleri arasındaki $R290 > R32 > R134a > R404A$ sıralamasıyla çalışmada irdelenen tüm performans ve çevre analizlerinde gelecek nesil halojen içermeyen doğal soğutucu akışkan R290 ve HFC R32'nin diğer popüler HFC soğutucu akışkanlara üstünlük kurduğu, bu iki akışkan arasında ise tüm analizler kapsamından performans ve çevre optimizasyonu yapıldığında R290 soğutucu akışkanının öne çıktığı ortaya konulmuştur.

Bu bağlamda çalışma sonucunda ülkemizdeki soğutucu akışkan dönüşüm entegrasyonlarının ivmesinin bu değerlendirmelere dikkat edilerek hız kazanmasının gerekliliği tüm parametreler bakımından ortaya konulmuştur.

TEŞEKKÜR

Sunulan araştırma makalesi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümünde irdelenen “Pano Klimalarında Farklı Soğutucu Akışkanların Kullanımının Araştırılması” adlı yüksek lisans tezini baz alarak ortaya konulmuştur.

KAYNAKLAR

- [1] Özkol, N. (1999). *Uygulamalı Soğutma Tekniği*. Ankara: Makina Mühendisleri Odası.
- [2] Alarko Carrier. (2023, Şubat). Yeni Soğutucu Akışkanlara Genel Bir Bakış. *Teknik Bülten*(103). Nisan 8, 2023 tarihinde alındı
- [3] The United Nations Environment Programme (UNEP). OzonAction Kigali Bilgi Notu 1. *Kigali Değişikliğine Giriş*.
- [4] Friterm. (2016). AB Florlu Sera Gazları (F-Gaz) Yönetmeliği. (D. K. İsa, Dü.) *Teknik Kitaplar Dizisi*(3).
- [5] CALM, J., M.”The Next Generation of Refrigerants – Historical Review, Considerations, and Outlook”, *International Journal of Refrigeration*, 31,1123-1133, 2008.
- [6] DIN 3168 :2019, “Coolers for Distribution Boxes; Concepts Testing, Marking.”, 2019
- [7] FRITERM. *FRTC Coils* ® Software. 2 2024 tarihinde <https://www.friterm.com/adresinden> alındı.
- [8] IPU. *CoolPack* ® Software. 1 2024 tarihinde <https://www.ipu.dk/products/coolpack/> adresinden alındı

- [9] VDI. (2010). *VDI Heat Atlas* (2 b.). New York, USA: Springer Heidelberg Dordrecht.
- [10] Erdiñç, M. T., & Kuru, M. N. (2022). İki Buharlaştırıcı Kritik Nokta Üstü CO₂ Soğutma Çevriminde İç Isı Değiştiricisi Kullanımının Gaz Soğutucusu ve Buharlaştırıcıların Boyutlarına Etkisi. *Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 9(2), 1094-1109. <https://doi.org/10.35193/bseufbd.1168610>
- [11] Çengel, Y., & Ghajar, A. (2019). *Isı ve Kütle Transferi* (4 b.). (M. Kanoğlu, Dü., V. Tanyıldızı, & İ. Dağtekin, Çev.) Ankara: Palme Yayınevi.
- [12] Özşen, M., Şahin, N. (2015). Kanatlı Borulu Yoğuşturucularda İki Fazlı Akış Bağlımlarının Isıl Kapasite Hesabına Etkilerinin İncelenmesi. *TESKON 2015 / Soğutma Teknolojileri Sempozyumu*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası.
- [13] Onat, A., İmal, M., & İnan, A. T. (2004). Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar. *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*.
- [14] Air Conditioning, Heating & Refrigeration Institute (AHRI). (2020). *2020 Standard for Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors*. Arlington: AHRI.
- [15] Bayır, E., & Küçüka, S. (2009, 5). Scroll ve Pistonlu Tip Soğutma Kompresörlerinin Kapasite ve Verimlerinin Çalışma Şartları ile Değişimi. *Soğutma Dünyası*.
- [16] ISKAV. (2018). *Endüstriyel Soğutma* (1 b.). (M. Ertan, Dü.) İstanbul: Doğa Yayıncılık Ltd. Şti.
- [17] Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik* (2 b.). (T. Derbentli, Çev.) Literatür Yayıncılık, Dağıtım, Pazarlama, San. ve Tic. Ltd. Şti.
- [18] Cingiz Z., Katırcıoğlu F., Çay Y., Kolip A., “Buhar sıkıştırma soğutma sisteminde R22 alternatifi soğutucu akışkanların termodinamik analizi”, *Politeknik Dergisi*, 23(4): 1205-1212, (2020).
- [19] DIN 3168 :2019, “Coolers for Distribution Boxes; Concepts Testing, Marking.”, 2019
- [20] Hu, X., Zhang, Z., Yao, Y., & Wang, Q. (2017). Experimental Analysis on Refrigerant Charge Optimization for Cold Storage Unit. *Procedia Engineering*.
- [21] Danfoss. *Coolselector2*® Software. 2 2024 tarihinde <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/coolselector-eula/> adresinden alındı
- [22] Şişman, S., İpekoğlu, M., & Parmaksızoğlu, İ. C. (2023). GWP Değeri Düşük Soğutucu Akışkanlı, İç Isı Değiştiricili Soğutma Sisteminin Modellenmesi. *15. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Soğutma Teknolojileri Sempozyumu*. İzmir.
- [23] İyim, E., Altıntaş, A., & Almış, Ç. (2019). Karbondioksit Akışkanlı Transkritik Soğutma Sistemlerinde Valf Seçim Kriterleri. *14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Soğutma Teknolojileri Sempozyumu*. İzmir.

- [24] Wikipedia. *Bakır*. 1 6, 2024 tarihinde Wikipedia:<https://tr.wikipedia.org/wiki/Bak%C4%B1r> adresinden alındı
- [25] Abas, N., Kalair, A. R., Khan, N., Haider, A., Saleem, Z., & Saleem, M. S. (2018). Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- [26] Emanı, M. S., Roy, R., & Mandal, B. K. (2017). Development of Refrigerants: A Brief Review. *Indian Journal of Scientific Research*.
- [27] Friterm. (2017). İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği. (K. İsa, A. Onat, Dü.) *Teknik Kitaplar Dizisi*(2).
- [28] Demirci, E., Özkaymak, M., Koşan, M., Akkoç, A. E., & Aktaş, M. (2020). Doğal Soğutucu Akışkan Kullanımında Gelişmeler. *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*.
- [29] S. Erten and K. Uludağ, “Soğutma Sistemlerinde R404a ve R290 Soğutucu Akışkan Kullanımının Termodinamik Analizi: Deneysel Karşılaştırma” VII. Uluslararası Fen, Mühendislik ve Mimarlık Bilimlerinde Akademik Çalışmalar Sempozyumu, Ankara, Türkiye, 15-17 Kasım, 2019, R. Karapınar, A. Güler, Elazığ: Asos Yayınevi, 2019, pp. 254-267.
- [30] D. Colbourne, T.J. Ritter, “Compatibility of non-metallic materials with hydrocarbon refrigerants and lubricant mixtures”, IIF – IIR Commission, Purdue University, USA, 2000.
- [31] Zheng, H., Tian, G., Zhao, Y., Jin, C., Ju, F., & Wang, C. (2022). Experimental Study of R290 Replacement R134a in Cold Storage Air. *Case Studies in Thermal Engineering*, 36.
- [32] M.O.Okudan, “Çatı Tipi Klimalarda R-410a Alternatifi Soğutucu Akışkanların Kullanımının Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, Türkiye, 2020.
- [33] Zeng, M. Q., Zou, L. G., Peng, Z. R., Zhang, X. R., & Li, J. (2024). Numerical Study of Condensation Heat Transfer Characteristics of R134a/R290 and R134a/R1270 Refrigerant Blends as Alternatives to Replace R404A. *Applied Thermal Engineering*.
- [34] Sanchez, D., Cabello, R., Llopis, R., Arauzo, I., Gil, J. C., & Torrella, E. (2017). Energy Performance Evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as Low-GWP R134a Alternatives. *International Journal of Refrigeration*.
- [35] Rittal. (2024). Wall-mounted cooling units with Basic controller. Ocak 15, 2024 tarihinde Rittal: <https://www.rittal.com/com/en/products/PG0168KLIMA1/PG0169KLIMA1/PG0173KLIMA1/PRO116164?variantId=3185330> adresinden alındı