

ALTERNATİF SOĞUTKAN KARBONDİOKSİT VE OTOBÜS KLİMALARINDA UYGULAMASI

Hüseyin Günhan ÖZCAN
Hüseyin GÜNERHAN
Hakan YALDIRAK

ÖZET

Bu çalışmada mobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan soğutkanların zamanla değişim süreçleri ele alınmıştır. Bu süreçleri etkileyen çevresel yaptırımlar dünyaca geçerliliği olan protokoller ve direktiflerle ortaya konulmuş ve de buna bağlı olarak son yıllarda büyük kamuoyu oluşturan sera etkisi, dünyanın sıcaklığındaki artış, küresel ısınma kavramlarının önemi üstünde durulmuştur. Çevresel duyarlılık kavramı ve bunun sonunda ortaya çıkan yeni soğutkanlara yönelim süreci sonunda ele alınan alternatif soğutkanlar üzerinde durulmuş ve yapılan araştırma geliştirme çalışmaları incelenip karbondioksit gazının kullanılması gerektiği vurgulanmıştır. Otobüs iklimlendirme sisteminde karbondioksit gazı kullanılması durumunda sistemin çalışma parametreleri ortaya konulmuştur. Otobüs iç ortamının ısı kazancı (soğutma yükü) belirlenmiş ve bu yükü karşılayabilecek buharlaştırıcı boyutlandırması yapılmıştır. Ardından buharlaştırıcıyla uyumlu çalışabilecek diğer ana bileşenler belirlenerek karbondioksit gazı kullanmanın getirdiği olumlu ve olumsuz sonuçlar ortaya çıkarılmıştır.

Anahtar sözcükler: Çevresel duyarlılık, alternatif soğutkanlar, karbondioksit.

ABSTRACT

In this study, refrigerants used in mobile air conditioning systems in the processes of change over time are discussed. These processes, protocols and directives that affect the validity of the established world of environmental sanctions and accordingly the greenhouse effect by the public in recent years, the world's temperature increase, focused on the importance of the concepts of global warming. The concept of environmental sensitivity, and at the end of the orientation process at the end of the emerging new refrigerants exchangers considered an alternative to carbon dioxide was taken up and examined in the research and development activities intended to be used. Bus air conditioning system using carbon dioxide gas in case the system's operating parameters have been determined. Heat gain of the internal environment of the bus (or the cooling load can be treated as) is set to meet this burden was sizing the evaporator. Evaporator and then work with the other main components of using carbon dioxide gas is determined and set out the positive and negative results.

Keywords: Environmental sensitivity, alternative refrigerants, carbondioxide.

1. GİRİŞ

Soğutma teriminin karşılığı bir alan veya maddeyi çevre sıcaklığının altına indirerek soğutmaktır ya da soğutulacak ortamdan ısı çekmektir. Mekanik soğutucular, sıvı soğutkanların buharlaşma özelliğini kullanarak ilgili soğutkanın bu esnada ısı absorbe etmesiyle soğutmayı gerçekleştirir. Soğutkan mekanik soğutucularda çevrime uğratılarak bir döngü halinde kullanılmaktadır.

Soğutma alanında çok eski zamanlara gidildiğinde karşımıza insanların yiyeceklerini korumak için birçok yol buldukları çıkar. Bazı insanlar buz veya karı olduğu bölgelerden toplayarak ya da dağların yüksek noktalarından indirerek ve kilerlerinde saklayarak yiyeceklerini korumayı başarmışlardır. Diğer kişilerin yiyeceklerini korumak için kullandıkları yöntemler ise tuzlama, salamura içinde bekletme, kurutma, baharatlama ve tütsüleme şeklindedir. Bu teknikleri kullanmadan çıkacak olan sonuç o dönemde tüketilen gıdaların çok az sayıda taze yiyecek, meyve ve sebzeler ile büyük çoğunlukla ekmek, peynir ve tuzlanmış etten meydana gelmiş olmasıdır. Yiyecekler ele alındığında süt ve peynir çeşitlerinin taze tutulması oldukça zor bir işlemdir. O zamanlarda yararlanılan yöntemlerden olan mahzende veya küçük delikleri olan bir kutuda yiyecekleri saklama yöntemi ile süt ve peynir çeşitlerinin bozulmasının önüne geçilememiştir. Sebebi ise pastörizasyon ve buna bağlı olan bakteriyel infestasyondur (mikroorganizmaların vücuda yerleşip çoğalması). Sağlığı tehdit eden ve de sıcak havaya sahip aylarda bozulmuş yiyecekler yüzünden ölüme dahi sebebiyet veren koşullar oldukça fazlalaşmıştır. Bu durum insanları yiyecekleri koruma sistemlerini geliştirmeye itmiştir.

Hindistan da üretken düşünceye sahip kişiler tarafından bu durum fark edilmiştir ve bunun sonucunda Hindistan evaporatif soğutmanın uygulandığı ilk ülke olarak soğutma tarihinde yerini almıştır. Evaporatif soğutma denildiğindeki kasıt, sıvı fazının hızlı bir şekilde buharlaştırılması ile birlikte hızlı bir şekilde genleşme meydana gelmesidir ve yükselen buhar moleküllerinin kinetik enerjilerinin hızlı bir şekilde artmasıdır. Enerjideki bu artış anında buhar çevresi tarafından çekilir ve sonucunda buhar çevresinde soğuma meydana gelmesidir.

Farkındalıkların meydana geldiği o dönemlerde bir başka durum suya sodyum nitrat ve potasyum nitrat gibi kimyasalların atılmasıyla suyun sıcaklığının düşürülmesidir. Bu teknikle şarabı soğutmak ilk olarak 1550 yılında fark edilmiştir ve “soğutma” terimi ilk bu yıl kullanılmıştır. İçecekleri soğutma 1600’lü yıllara gelindiğinde başta İspanya, İtalya ve Fransa olmak üzere Avrupa da popülerlik kazanmaya başlamıştır. Geceleyin suyu soğutmak yerine, yeni bir teknik kullanmış ve bu teknikte dar boğazlı şişeler su içinde döndürülerek bir çözünmüş güherçile (KNO₃ kimyasal formülüne sahip bir potasyum bileşiğidir ve doğal halde kayaçlarda ve mağaralarda beyaz renkli kabuksu halde bulunur) düzenlenmesi sağlanmıştır. Bu çözüm sayesinde çok düşük sıcaklıklar meydana getirilmiş ve sonucunda buz üretilmesi gerçekleştirilmiştir. 17. Yüzyılın sonuna gelindiğinde buz başta meyve suları ve likörler olmak üzere Fransa sosyetesinde oldukça önemli bir yer tutmaya başlamıştır.

Buza olan talep gittikçe artmıştır ve 1799 yılına gelindiğinde buz ilk olarak gemi yoluyla New York’tan Charleston’a ticari olarak taşınmıştır. Bu girişim, seyahat sonunda çok az bir miktarda buzun geriye kalmasıyla başarısızlıkla sonuçlanmıştır. 1800’lü yılların ilk yarısına gelindiğinde İngiliz Frederick Tudor ve Nathaniel Wyeth buz işinde olan büyük potansiyeli fark etmişler ve bütün gayretlerini bu sektöre harcayarak tekrar bir devrim gerçekleştirmişlerdir. Tudor daha çok buz tropik iklimlere gemiyle taşımaya odaklanmıştır. Ürettiği buzun güvenli bir şekilde hedefine taşınması için birçok yalıtım malzemesi denemiş ve buz evlerini meydana getirerek %66 olan erimeyle hacim kaybını %8 mertebelerine kadar indirmiştir. Wyeth ise ucuz ve kolay bir yöntem geliştirerek buzları üniform bloklar halinde keserek taşımaya gerçekleştirmiştir. Buzu koruyarak taşımada kolay ambalajlama tekniğini ortaya koymuş ve taşımacılıkla dağıtımı mümkün kılarak daha az kayıpla buz endüstrisine katkıda bulunmuştur. Buz endüstrisinin bu derecede hızlı büyümesi birçok işletmenin bu alana yönelmesine sebep olmuş ve de böylelikle fiyatlar düşmeye başlamıştır. Sonuç olarak ise buz kullanarak soğutma yaygınlaşmıştır. 1879 yılında Amerika Birleşik Devletleri’nde 35 adet buz üreten fabrika kurulmuş ve bunu takip eden 10 yıl içinde 200 adede ulaşmıştır. 1909 yılına gelindiğinde ise bu sayı yaklaşık 2000 civarına çıkmıştır. 1907 yılına bakıldığında ise 15 milyon ton buz tüketilmiştir ki bu sayı 1880 yılında tüketilenin yaklaşık üç katıdır. Burada altının çizilmesi gereken nokta birçok bölgede su kaynaklarından buz üretilmeye başlanması ve de buz üretimi gerçekleştirilirken çevresel zararlarının göz ardı edilmesidir.

Sonuç olarak buz üretiminin hızlanmasına bağlı olarak su kaynaklarında meydana gelen olağandışı bir düşüş meydana gelmiş ve beraberinde sağlık problemleri ortaya çıkmıştır. Doğal buzun bulunabileceği kaynakların hızla tüketilmesiyle buz bulmak zorlaşmış ve 1890’lara gelindiğinde kirlilik ve atık su boşaltımı bu işi neredeyse imkânsız hale getirmiştir. İlk işaretler mayalama endüstrisinde görülmüş daha sonra et paketleme ve süt ürünleriyle ilgili endüstri ciddi bir şekilde etkilenmiştir. Temiz bir endüstriye sahip olmak için mekanik soğutmaya ihtiyaç duyulduğu açıkça ortaya çıkmıştır.

İlerleyen süreçte birçok bilim insanı tarafından soğutucu oluşturma çalışmaları başlatılmıştır. İskoçyalı Dr. William Cullen sıvıların vakum ortamında buharlaşmasını ilk olarak 1720 yılında inceleyen kişi olmuştur. Daha sonra Dr. William Cullen ilk yapay soğutucu olarak bilinen düzeneği 1748 yılında Glaskov Üniversitesinde kaynama durumuna gelerek buhar olmuş etil eterin kısmi vakum ortamına girmesine izin vererek göstermiştir.

Amerikalı kaşif Olivier Evans ise sıvı yerine buhar kullanarak çalışan ilk soğutucu tasarımını 1805 yılında gerçekleştirmiştir. Evans'ın tam olarak soğutucuyu geliştirememesine rağmen diğer bir Amerikalı fizikçi olan John Gorrie Evans'ın soğutucusuna çok benzer olan bir soğutucuyu 1842 yılında üretmiş olup sarıhumma hastalarının Florida Hastanesinde serinletmesini sağlamıştır. Onun bulduğu temel prensip şu an kullanılan soğutucular için bile en sık uygulanandır. Havayı soğutmak için en iyi yolu bulmuş ve gazı sıkıştırmıştır daha sonra sıkıştırılmış havayı ışınım yayan borular içine salarak soğutmuş ve bunun ardından soğutkanı genişleterek sıcaklığını olabildiğince düşürmüştür. 1851 yılına gelindiğinde tıbbi uygulamaları bırakıp buz yapma deneylerine başlamasıyla birlikte mekanik soğutma alanında Amerika Birleşik Devletlerine ait ilk patente sahip olan kişi olmuştur.

1820 yıllarına bakıldığında Londralı Michael Faraday soğutmaya neden olan amonyağı sıvılaştırma işlemini gerçekleştirmiştir. Fransız Ferdinand Carre ise ilk amonyak/su soğutucu makinesini 1859 yılında meydana getirmiştir. Soğutucuların oluşturulma sürecine bakıldığında Carl von Linde'nin çok büyük katkısı olduğu görülür. 1873 yılında Münih'te ilk pratik ve portatif kompresör tasarımını gerçekleştirmiş ve daha önceki modellerinde kullandığı metil eterin yerine amonyağı çevrim soğutkanı olarak kullanmaya başlamıştır. Linde daha sonra büyük miktarlardaki havayı sıvılaştırmaya yarayan Linde tekniği olarak da bilinen yeni bir soğutma tekniğini 1894 yılında uygulamıştır.

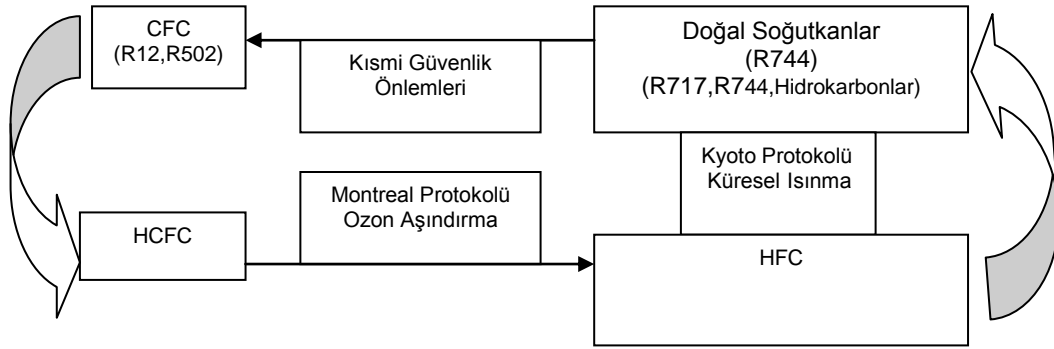
Soğutucuların kullanılma alanlarına bakıldığında mayalama endüstrisi soğutucuların sunduğu imkânlarla birlikte büyük yararlarının farkına varan ilk alanlardan biri konumuna ulaşmıştır. 1840'lı yıllarda Alman göçmenlerle beraber Alman birası Amerika Birleşik Devletleri ile tanışmış ve tadı daha çok beğenilmeye başlamıştır. Soğutucular sayesinde bütün yıl boyunca bira fabrikaları uniform bir ürün meydana getirebilme kabiliyetine erişmiştir. 1870 yılında New York'ta Liebmann'ın çocukları tarafından Brooklyn'deki bira fabrikasında ilk soğutucu tipleri (absorpsiyonlu makine) kullanılmıştır. 1891 yılına gelindiğinde ise neredeyse bütün bira fabrikalarında soğutucu kullanılmaya başlanmıştır. 10 yıl sonra Chicago'daki et paketleme endüstrisi mekanik soğutmaya ikinci olarak adapte olan sektör olarak karşımıza çıkmaktadır. 1914 yılına gelindiğinde Amerika Birleşik Devletlerindeki bütün paketleme fabrikalarında amonyak soğutkanını sıkıştırarak çalışan soğutucu sistem kullanılmaya başlanmıştır ve günde 90000 adet kapasiteye ulaşılmıştır. Armour, Swift, Morris, Wilson ve Cudahy (en büyük beş et paketleme firması) özellikle soğutucu teknolojisi kullanmış ve bu teknolojiden araçlarda, şubelerinde ve diğer soğuk depo alanlarında yararlanmışlardır. Soğutucular sayesinde yukarıda bahsi geçen endüstri alanı oldukça ilerlemiş ve küreme (son ürüne yeni bir lezzet ve görünüm kazandırmak amacıyla etin tuz, renk sabitleyici nitrat, askorbik asit ve baharat gibi katkılarla muamele edilmesidir) her an mümkün kılınmıştır. Böylelikle hayvanlar yılın her anında markete girebilmiş ve et kalitesi oldukça yükselmiştir.

Soğutucularda kullanılan soğutkanlar ele alındığında 1800'lü yıllardan 1929 yılına kadar kullanılan metil klorür, amonyak ve sülfür dioksit gibi zehirli kimyasallar kullanılmıştır. 1920'lerde metil klorürün sistemden sızmasından kaynaklanan ölümcül kazalar meydana gelmiştir. Korkunç kazaların ardından üç Amerikan şirketi tarafından soğutmada daha az tehlikeli olan yöntemler araştırılmaya başlanmıştır. Bu araştırmalar CFC (Klor, flor, karbon içeren soğutkanların genel ismi)'lerin keşfine neden olmuş ve kompresörlü soğutucularda standard olarak kullanılmaya başlanmıştır. CFC kullanımı 1973 yılında Prof. James Lovelock'un ozon tabakasını inceltici bir özelliğe sahip olduğunu bulmasına kadar devam etmiştir. Soğutkanların kullanılmasına ilişkin daha sonra ilerleyen süreç bu tezde akışkan tarihi anlatılırken ele alınacaktır [1].

1.1. Soğutkanların Kullanılma Tarihi

Şekil 1 ile görülebileceği gibi son yüzyılı içeren zaman aralığında ilk olarak devreye giren yapay soğutkanlar CFC (klorofloro, karbon bileşikleri) ve bilinen isimleriyle R11, R12, R13, R113, R114, R115 soğutkanlarıdır. Daha sonra ODP (Ozon inceltme potansiyeli) değeri yüksek olduklarından

dolaylı yerlerine HCFC'ler (Hidrofloro, kloro, karbon bileşikleri) ve en bilinen ismiyle R22 (kimyasal formülasyonu CHClF₂) soğutkanı geçmiştir. Bu ozon tabakasına verilen zararı azaltılsa da yıpratmanın klor yüzünden gerçekleştiği anlaşılmış ve 1996 yılında tamamen kullanılmasına yasak getirilmiştir. Bu durumu takiben ODP değeri sıfır olan HFC (Hidrofloro karbon bileşikleri) ve en bilinen ismiyle R134a (kimyasal formülasyonu CHF₂CHF₂ olan soğutkan) yapay soğutkan olarak kullanılmaya başlanmıştır. Fakat Montreal protokolü ve sonrasında gelen Kyoto Protokolleriyle çevresel kaygı boyutları genişletilmiş ve sadece ODP değerinin sıfır olmasının yeterli olmadığı GWP (küresel ısınma potansiyeli) değerinin de dikkate alınması gerektiği üzerinde durulmuştur. Bu yeni durumla birlikte atmosferde R134a soğutkanı 100 yıllık bozunuma uğrama süresi boyunca yüksek küresel ısınma faktörü değeri (1430) nedeniyle kullanımdan kalkması planlanmıştır. Bu noktada yaklaşık 100 yıldır hiç düşünülmemeyen doğal soğutkanlar ve üzerinde çalışılan yeni yapay soğutkanlar GWP değerlerinin sıfıra yakın olmasından ötürü tekrar gündeme gelmiştir. GWP değerinin bu derece önemli hale gelmesini ve dünya çapında sözleşmelerle yasal sınırlarının belirlenmesini tetikleyen en büyük kavram küresel ısınma ve ona bağlı olan sera etkisi terimleridir [2].

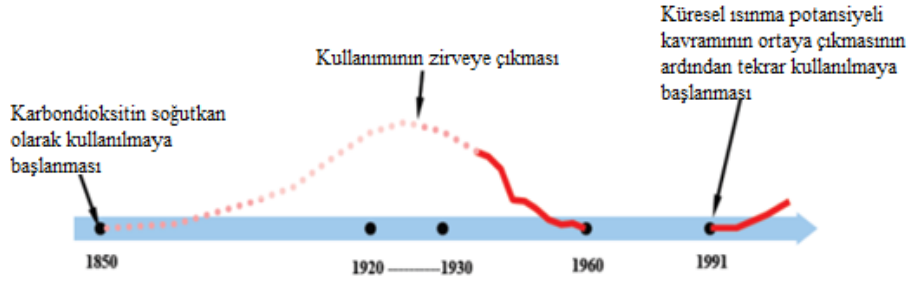


Şekil 1. Son Yüzyılda Kullanılan Soğutkan Tipleri ve Kullanımına Etki Eden Temel Parametreler [2]

1.2. Karbondioksit Soğutkanının Kullanılma Tarihi

Karbondioksitin soğutma sistemlerinde çalışma akışkanı olarak kullanılması çok eskidir ve tarihi gelişiminin bilinmesi ile İkinci Dünya Savaşı'nın ardından neden kullanılmaya devam edilmediğinin anlaşılmasında büyük fayda vardır. Milattan sonra ilk yüzyıldan beri karbondioksit insanoğlu tarafından bilinmektedir. Romalılar volkanlardan kaynaklanan ölümcül gazların kan dolaşımı üzerindeki etkisini biliyorlardı. Ayrıca havalandırmanın yetersiz olduğu durumda karbondioksit gazının derişiminin artmasından kaynaklanan ve 'Spiritus Letails' adını verdikleri herhangi bir iz bırakmadan gerçekleşen boğmadan haberleri vardı. 1756 yılında Joseph Black tarafından adına "karışım havası" dediği karbondioksitin atmosferde var olduğunu ve diğer elementlerle karışarak karışım oluşturabildiğini kanıtlamıştır. 1700'lü yılların ortalarında ise Joseph Priestley su içinde karbondioksiti çözmüş ve hafif lezzetli olan serinletici bir içecek meydana getirmiştir.

Karbondioksitin ilk kullanımı izlendiğinde Şekil 2 ile görülebileceği gibi 1748 yılında Glaskov Üniversitesinde bilim adamı William Cullen tarafından yapay soğutma sistemi karşımıza çıkar fakat herhangi bir kullanım durumuna geçememiştir. 1805 yılında Oliver Evans sargılardan ve kompresörden meydana gelen mekanik soğutma konseptini oluşturmuştur. Sadece 45 yıl aradan sonra, Alexander Twining soğutma sisteminde karbondioksiti buhar sıkıştırmalı soğutkan olarak kullanmıştır. 1886 yılında, Franz Windhausen daha sonra J&E Hall firması tarafından satışa sunulan karbondioksit kompresörü tasarımı için patent almıştır. Ardından bu tasarım geliştirilmiş ve 1950'lere kadar geçen zaman diliminde endüstriyel olarak imal edilmiş kompresör satışları temel olarak deniz taşıtlarında gerçekleştirilmiştir. Amerika Birleşik Devletleri'nde ilk buz makinası 1869 yılında Thaddeus Lowe tarafından oluşturulmuştur. 1881 yılında ise Carl Linde Avrupa da karbondioksit makinasını meydana getirmiştir. 1897 yılına gelindiğinde Sabroe karbondioksit kompresörünü üretmiş ve ilk ev tipi karbondioksit soğutucu tasarımını hayata geçirmiştir.

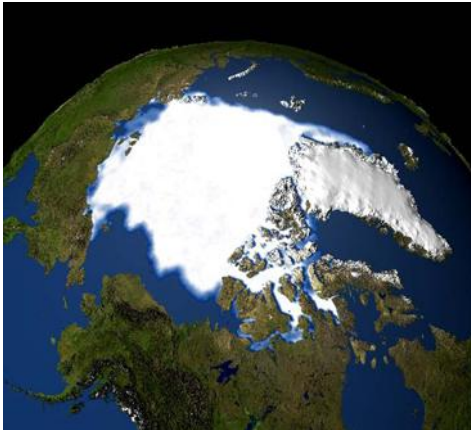


Şekil 2. Karbondioksit Soğutkanının Kullanım Süreci [3]

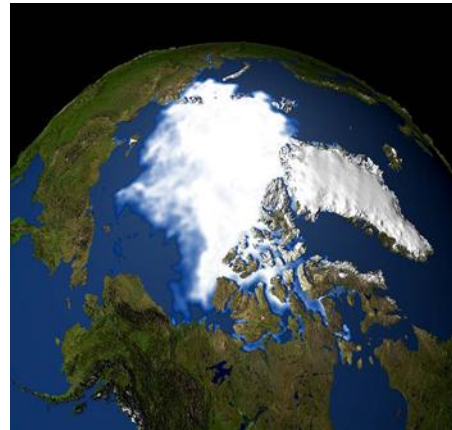
1800'lü yılların sonlarında, karbondioksit akışkanını kullanan makineler soğu depolamada, yiyecek marketlerinde ve mutfaklarda soğutma için; tiyatrolarda, hastanelerde, yolcu gemilerinde ve trenlerde konfor soğutma uygulamaları için Avrupa ve Amerika kıtalarında kullanılmıştır. O zamanlarda kullanılmasının sebebi ise diğer doğal soğutkanların (amonyak, sülfür dioksit) gibi zehirli ve yanıcı olması ve karbondioksitin bu iki dezavantaja sahip olmamasıdır. Soğutmadaki doğal soğutkan karbondioksitin hâkimiyeti 1930'lar da bulunan sentetik soğutkanların (florokarbon kimyasallarının) devreye girmesiyle ivmeli bir düşüşe geçmiştir ve 1960'lara gelindiğinde tamamen kullanımdan kalkmıştır. Fakat Montreal protokolü ve sonrasında gelen Kyoto Protokolleri yaptırımlarıyla çevresel kaygı boyutları genişletilmiş ve sadece ozon inceltme potansiyelinin yeterli olmadığı küresel ısınma potansiyelinin de dikkate alınması gerektiği anlaşılmıştır. Bu noktada yaklaşık 30 yıldır hiç düşünülmemiş doğal soğutkan karbondioksit sıfıra en yakın olan GWP değeri sayesinde tekrar gündeme gelmiştir. [3]

2. ÇEVRESEL DÜZENLEMELER VE SERA ETKİSİ

Şekil 3a ve Şekil 3b ile verilen fotoğraflarda çevresel yaptırımların dünyaca neden bu kadar üstünde durulan bir kavram olduğunu anlatması bakımından oldukça önemlidir. Günlük hayatta sıkça kullanılan küresel ısınma potansiyeli, alternatif soğutkanlar, sera etkisi, buzulların erimesi, dünyanın sıcaklığındaki artış, mevsimlerin değişmesi, bazı şehirlerin sular altında kalma tehlikesiyle karşı karşıya olması vb. daha birçok ifadeyle aşına olunan terimlerin hepsi sera etkisini işaret etmektedir. Tez kapsamında kullanılacak olan doğal soğutkan karbondioksit Şekil 3a ve Şekil 3b ile gösterilen buzulların erimesi sürecine mobil iklimlendirme sistemlerinde kullanıldığı taktirde en az sebebiyet verecek soğutkan olması bakımından seçilmiştir. Çevre ve yeryüzü için tehlike arz eden süreci ve ona bağlı kullanılan kavramları daha açık belirtmek için sera etkisinin ne olduğunun anlaşılması büyük fayda sağlayacaktır.



Şekil 3a. 1979 Yılında Buzulların Durumu



Şekil 3b. 2011 Yılında Buzulların Durumu

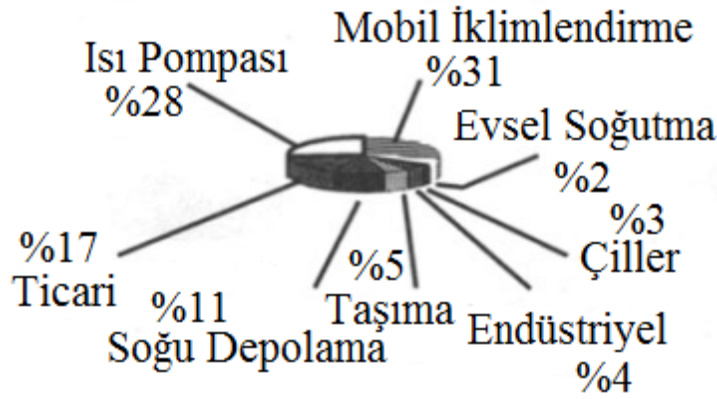
Sera etkisinin çıktısı dünya sıcaklığında meydana gelen artış ve bunun sonucunda buzulların erimesi, dünya sıcaklığının artması ve iklim değişikliklerinin gerçekleştirilmesidir. 1860 yılından başlanarak günümüze kadar tutulan sıcaklık kayıtlarında dünyanın ortalama yüzey sıcaklığının yaklaşık 0,5 – 0,6°C değiştiği belirtilmektedir. Bu artışın nedeni sanayi devrimini takip eden yıllarda atmosfere salınmaya başlanan ve insan faaliyetleri sonucu oluşan kirleticilerdir. Bu kirleticiler atmosfere salınan birincil kirleticiler ya da atmosferde güneş ışığı etkisi ile oluşan ikincil kirleticilerden ortaya çıkan sera gazlarından meydana gelir. Sera gazlarının güneşten gelen ışınım enerjisinin tekrar uzaya geri dönmesini engelleyerek atmosferdeki güneş enerjisini sömürmesi olayı sonucunda “sera etkisi” meydana gelmektedir. Aslında sera etkisi doğal bir süreç olup gezegenin sıcaklığının korunması için gereklidir. Ancak sanayi devrimi ile birlikte tarımsal ve endüstriyel faaliyetlerdeki hızlanma, kömür ve petrol gibi fosil yakıtlarının fazlaca tüketilmesi ve sera gazları için alıcı ortam olan ormanların tahrip edilmeye başlanmasıyla bu gazlarının atmosferdeki konsantrasyonları zamanla artmıştır ve artmaya da devam etmektedir. Sera etkisinin güçlenmesiyle küresel bir ısınma süreci meydana gelmiş, sıcaklık artışına bağlı olarak da iklimi oluşturan yağışlar ve rüzgârlarda da anormallikler görülmeye başlanmıştır. Dolayısıyla yeryüzü iklimi sera etkisinin kuvvetlenmesine bağlı olarak değişmektedir. [4]

Sayısal verilerle anlatmak gerekirse güneşten gelen toplam ışınların % 46’sı atmosfer tarafından %23’ü de bulutlar tarafından soğrulur, %23’ünü de bulutlar geri yansır. %4’lük bir bölüm ise yer yüzeyinden geri yansımaktadır. Dünyaya gelen ışınların ancak %24’lük bir bölümü yeryüzüne ulaşır ve dünyayı ısıtır. Isınan yeryüzü uzun dalga boyunda olan enerjiyi atmosfere doğru yayar. Sera gazları yeryüzünden atmosfere geri yayılan ışınları soğurup tekrar atmosfere salarak sıcaklığın yükselmesine sebebiyet verir. Atmosfere geri yayılan ışınları en fazla soğuran gazlar Tablo 1 de özellikleri de verilen karbondioksit (CO₂), metan (CH₄), diazot monoksit (N₂O), ozon (O₃) ve su buharı şeklindedir. Eğer sera gazları atmosferde bulunmasaydı dünyanın ortalama sıcaklığının 15°C yerine -18°C civarında olacağı belirtilmektedir. Bu gazların dışında CFC’ler, HFC’ler ve HCFC’ler gibi sentetik halokarbonlar da sera etkisini arttıran gazlardır. [5]

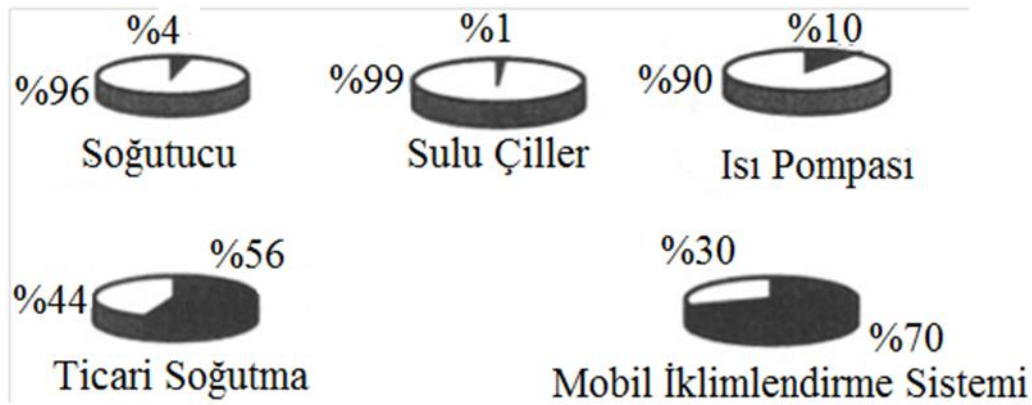
Tablo1. İklim Değişikliğinde Etkili Olan Sera Gazları ve Özellikleri [4]

Sera Gazı	Atmosferdeki Ömrü (yıl)	GWP (100 yıl)	Atmosferdeki Konsantrasyonu	Artış Miktarı (1990’lı yıllar)
CO ₂	5-200	1	350 ppm (milyondaki partikül sayısı)	1,5 ppm/yıl
CH ₄	12	23	1745 ppb (milyardaki partikül sayısı)	7 ppb/yıl
N ₂ O	120	296	314 ppb	0,8 ppb/yıl
Troposferik NO _x	<0,01-0,03	Dolaylı	-	-
Troposferik O ₃	0,01-0,05	Dolaylı	34 ppt (trilyondaki partikül sayısı)	-
CO	0,08-0,25	Dolaylı	-	6 ppt/yıl
Strosferik H ₂ O	1-6	Dolaylı	3-5 ppm	-
SF ₆	3200	22200	4,2 ppt	0,24 ppt/yıl
CFC	45-1700	4600-14000	-	0-4,4 ppt/yıl
HFC	1,4-260	120-12000	-	0,1-2 ppt/yıl
HCFC	9,3-1,9	700-2400	-	1-5 ppt/yıl

Çalışma kapsamında amaçlanan mobil iklimlendirme sistemi tasarımı olduğundan ötürü bu noktada mobil iklimlendirme sistemlerinin salımdaki payı Şekil 4 ile, salıma neden olan doğrudan ve dolaylı etki oranları ve uygulama alanları ise Şekil 5 ile gösterilmiştir. [4] [5]



Şekil 4. Soğutkan Tüketim Alanları ve Oranları [6]



Şekil 5. Doğrudan (Akışkana Bağlı) / Dolaylı (Enerjiye Bağlı) Salım Oranları - Koyu Kısımlar Doğrudan Salımdır. [6]

Salımlara bakıldığında iki gruba karşılaşılr. İki doğrudan olan salımlar diğeri ise dolaylı olan salımlardır. Bu iki grubu meydana getiren parametreler;

Doğrudan Salımlar: Bu kavramın ifade ettiği durum sistemden sızan ve atmosfere salınarak küresel ısınmaya neden olan salımlardır. Düzenli ve düzensiz salımlardan meydana gelir. Düzenli salımlar mobil iklimlendirme cihazının çalışma ömrü boyunca sürekli ve aşamalı olarak artan sızıntılardan meydana gelir. Düzensiz olanlar ise kaza veya servis esnasında gerçekleşen sızıntı ile iklimlendirme ünitesinin ömrünü tamamlanmasında meydana gelen sızıntıdır.

Normal şartlarda, mobil iklimlendirme üniteleri 5 yıl boyunca servissiz çalışma sunmaktadır. Ayrıca araştırmalar göstermiştir ki soğutkan sızıntılarının %20'si borulama sisteminden, bağlantı noktalarından ve kompresörden kaynaklanmaktadır. Sistemden sızan akışkan miktarı (doğrudan salınımına neden olan) çoğunlukla sistemin boyutuna, soğutkan şarj miktarına ve bileşenlerin sızdırmazlığına bağlı olarak değişmektedir.

Doğrudan salımı azaltmanın en etkili yöntemi R744 (karbondioksit soğutkanı) kullanmaktır. Kullanılan ve kullanılması düşünülen soğutkanlar içinde küresel ısınma potansiyeli en düşük olan soğutkan R744'tür. Ek olarak günümüzde üretilen kompresörler, bağlantı ve kontrol elemanlarının oldukça verimli olmasından ve R744 gaz şarjının düşük olmasından dolayı R744 soğutkanı kullanıldığında %7 oranında doğrudan salımda azalma sağlanması mümkün kılınmaktadır.

Dolaylı Salımlar: Egzoz borusu salımları olarak da adlandırılan dolaylı salımlar, mekanik ve elektriksel gücü soğutma sistemine çevirmek için tüketilen yakıt miktarı olarak ele alınır. Ayrıca mobil iklimlendirme ünitesinin ağırlığı da dolaylı salımı etkileyen bir diğer bileşendir. Bu faktörlere ilaveten soğutkanların ve bileşenlerinin imalatıyla bunların gerekli yerlere taşınması da bu başlık altında ele

alınır.

Bu noktada kritiklik teşkil eden parametre dolaylı salımı R744 kullanarak %5 oranında azaltma imkânıdır ve aşağıda yer verilen maddelerin sağlanmasıyla ilgili orana ulaşıla bilinir;

- Daha küçük ve daha hafif bileşenlerin kullanılmasına bağlı olarak araca binen yük ve dolayısıyla egzoz salımı azaltılabilir.
- Yüksek enerji yoğunluğu sayesinde aynı soğutma yükü için daha az enerji ihtiyacı meydana gelir.

Bu ifadeler sonunda bir paradoks cümle kullanımı gerekmektedir. “Mobil iklimlendirme sisteminde soğutkan olarak CO2 kullanımı dolaylı CO2 salımını oldukça azaltır”

2.1. Montreal Protokolü

Ozon tabakasını incelten maddelere dair oluşturulan protokol 6 Haziran 1990 tarihli ve 3656 sayılı kanunla onaylanarak, 8 Eylül 1990 tarih ve 20629 sayılı Resmî Gazete’de yayınlanmıştır. İlgili protokol ile hedeflenen klor içeren soğutkanların kullanılmaması gerekliliği vurgulanmıştır. Bu sayede klor içerdiğinden ötürü ozon tabakasını incelten soğutkanlar CFC’ler (R12, R13, R113, R114, R115) kullanımdan kalkmıştır. [7]

2.2. Kyoto Protokolü

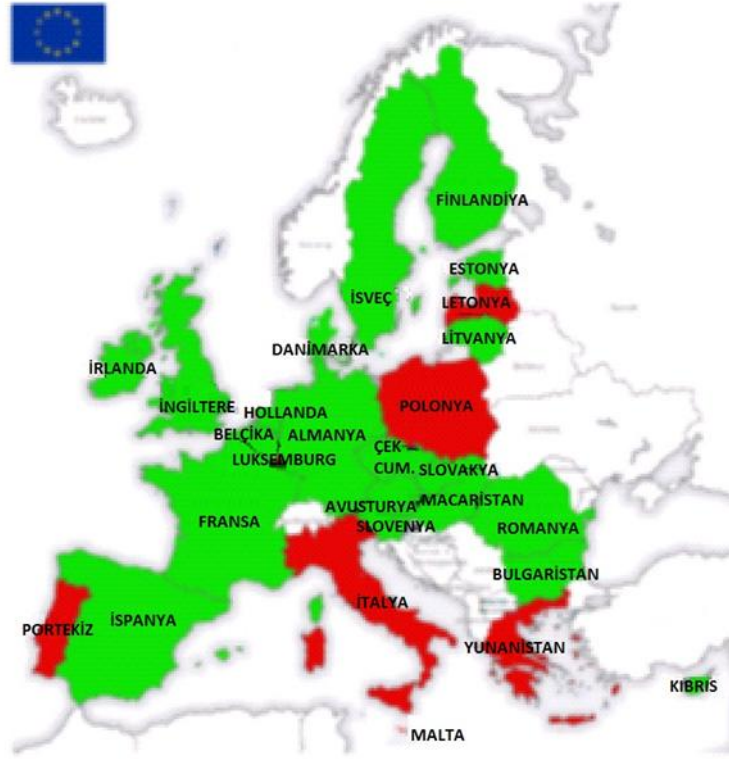
5/2/2009 tarihli ve 5836 sayılı Kanunla onaylanması uygun bulunan 7/5/2009 tarih ve 2009/14979 Sayılı Bakanlar Kurulu Kararıyla onaylanarak, 13 Mayıs 2009 tarih ve 27227 Sayılı Resmi Gazete’de yayınlanmıştır. İlgili protokol soğutkan kullanım sektörlerini ve salım sınırlarını belirlemektedir. Protokolün Montreal Protokolü devamı niteliğinde olduğu anlaşılmaktadır fakat ozon inceltme potansiyeli kavramı ve buna bağlı olan ODP değeri yerine yeni bir kavram olan GWP değeri ortaya çıkmıştır. Bu noktada göze çarpan kısım klor içermeyen soğutkanların kullanılmasını sağlamaktır. Çözüm HFC soğutkanlarıdır. Bilinen ismiyle R-134a’dır. [8]

2.3. Avrupa Parlamentosunun Yayınladığı Direktifler

Avrupa Parlamentosu Direktifleri incelendiğinde son yıllarda önemle üstünde durulan direktiflerden ilki F-Gaz yönetmeliğidir. Bilindiği üzere dünyada ki çevresel yaptırımlara bakıldığında alternatif soğutkanlara (soğutma geçmişi olan doğal soğutkanlar ve GWP değeri düşük olan yeni keşfedilen yapay soğutkanlar) yönelim söz konusudur. Fakat bunun yanında dikkate alınan bir başka konuda mevcut olan ve yoğunluğunda R134a soğutkanı kullanan sistemlerin durumudur. F-Gaz yasasıyla amaçlanan ilgili soğutkanların atmosfere salımının azaltılması yönündedir. Bu amaçla servis elemanlarından kullanıcılara kadar her alana bir kontrol mekanizması kurulması amaçlanmaktadır. Salım kontrolü bir sistem ile kontrol edilecektir ve servis görevlilerine eğitimler ve sertifikalar verilecektir. Bu yönergede göze çarpan temel direktif kullanılan akışkanların GWP değerlerinin 150 ve altında olma zorunluluğudur (2006/40/EC, 2006). Şekil 6 ile üye ülkelerin direktife karşı tutumları gösterilmiştir.

Kısaca kapsamı ve amacı belirtilen çevresel düzenlemeler sonucunda gelinen nokta GWP değeri düşük olan akışkanlara yönelimdir. Temel olarak dünyadaki tutum Almanya’nın ve özellikle VDA (Otomobil Endüstri Derneği) kurumunun başını çektiği R744 tercihi ile Amerika Birleşik Devletleri ve özellikle SAE (Amerikan Otomobil Mühendisleri Derneği) kurumunun başını çektiği R1234yf (tetra floro propan soğutkanı) tercihi şeklinde söylenebilir. Bu noktada gelişen süreci tarihsel sırayla anlatmak gerekirse; 1990 ile 2000 yılları arasında yaşanan gelişmeler incelendiğinde R134a soğutkanı tamamıyla R22 soğutkanının yerine kullanılmaya başlanmıştır. R134a soğutkanı GWP kavramı çıkmadan önce piyasaya olduğu gibi hakim idi. Fakat GWP kavramıyla birlikte ilk olarak Gustav Lorentzen tarafından yapılan çalışmalar ve bunu takiben elde ettiği patentle R744 soğutkanıyla çalışan transkritik iklimlendirme sistemini oluşturulmuştur. 1993 yılına gelindiğinde mobil iklimlendirme

sisteminde soğutkan olarak R744 ile çalışacağını açıklayan ilk firma Daimler olmuştur. Ayrıca R744 soğutkanıyla uyumlu çalışabilen iç ısı değiştiricileri, kompresörler, vanalar, sızdırmazlık elemanları üretilmiştir. 1997 yılına bakıldığında Witzemann esnek sıcak gaz hatlarını meydana getirmiştir.



Şekil 6. Avrupa Parlamentosu Tarafından Oluşturulan Direktiflere Ülkelerin Verdiği Cevaplar.

(Açık renk: Direktifler doğrultusunda hareket edeceğini beyan eden ülkeler, Koyu renk: Direktifler doğrultusunda hareket etmediğini beyan eden ülkeler) (EC NO 842/2006)

2000 ile 2005 yılları arasında yaşanan gelişmeler incelendiğinde R744 soğutkanıyla ilgili sınav testleri (performans ve güvenilirlik), yol testleri ve özel testler (yanıcılık, zehirlilik) uygulanmaya başlanmıştır. Yapılan testler sonucunda belirlenen eksikler; bağlantı tipleri ve sızdırmazlık elemanlarının geliştirilmesi, kompresörün geliştirilmesinin hızlandırılması ve yeni vanaların üretilmesi gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu yıllar arasında Avrupa Birliği Parlamentosu tarafından direktif oluşturulmuş ve GWP değeri 150'nin üstünde olan soğutkanların kullanımı 2017 yılına kadar tamamen yasaklanacağı açıklanmıştır. Bu durum araç üreticilerini yeni sistem ve akışkan arayışlarına itmiştir. 2001 yılında Piflex firması kompresör ile gaz soğurucu arasında esnek ve sızdırmazlık seviyesi üst düzeyde olan hat üretimi ile patent almıştır.

2005 ile 2009 yılları arasında yaşanan gelişmeler incelendiğinde Avrupa Birliği'nin 2006/40/EC Direktifi üye ülkeler tarafından benimsenmiştir. Witzemann firması tarafından geliştirilen kompresör-gaz soğurucu hattını takiben Piflex-JV Danfoss-Hydro Alüminyum firmaları Mart 2005'te prototip üretimine başlamıştır. Bu dönemdeki en büyük gelişme Daimler, Audi, VW, BMW, Opel gibi dünya çapında tanınmış Alman firmalarının R744 (karbondioksit soğutkanı) ile çalışacağını açıklamasıdır. Ayrıca Avusturya da gerçekleşen VDA kış buluşmasında çıkan ortak karar R744 soğutkanının kullanılacağı şeklindedir. Buna karşılık Amerika Birleşik Devletleri'nin Phoenix eyaletinde gerçekleşen SAE konferansında ise katılımcılar R1234yf, R152a (kimyasal formülasyonu C₂H₄F₂ olan soğutkan) vb. alternatif akışkanlarla çalışacaklarını açıklamışlardır. Bu iki önemli etkinliklerin sonucunda politik ve teknolojik bir mücadele başlamıştır. Hangi akışkanın kullanılacağı hususunda lobi faaliyetleri hız kazanmıştır. Soğutkanlar üzerinde etkisi büyük olan VDA ve SAE tarafından organize edilen etkinlikleri incelemek gerekirse; 2007 şubatta gerçekleşen VDA kış buluşmasında Avrupa Parlamentosu'nun 2006/40/EC Direktifine aynen uyulacaktır şeklinde bir karar çıkmıştır. Honeywell firması Fluid H,

Dupont firması DP-1 ve Ineos firması AC-1 soğutkanlarının tanıtımlarını gerçekleştirmişlerdir. Amerikan EPA (Çevre koruma derneği) kurumu alternatif soğutkan olarak doğal soğutkan R744 yerine yapay soğutkanlara yöneleceğini bildirmiştir.

2007 temmuz da gerçekleşen SAE Konferansında Fiat, Renault, PSA vb. firmalar alternatif soğutkan olarak sentetik (doğal olmayan) soğutkan kullanacaklarını bildirmişlerdir. Bu konferansta iki önemli söylev ortaya çıkmıştır. İlki Daimler firması tarafından ifade edilen “herhangi bir akışkanın GAR (küresel geçerliliği olan soğutkan) niteliğine kavuşmaması durumunda R744 ile çalışmaya devam edilecektir” ve Audi firması tarafından ifade edilen “şu anda tek alternatif soğutkan olarak R744 benimsenmiştir” şeklindedir.

2008 şubatta gerçekleşen VDA kış buluşmasında Honeywell ve Dupont firmaları daha önce ürettikleri Fluid H ve DP-1 yerine ortaklaşa R1234yf soğutkanını ürettiklerini açıklamışlardır. Bu sayede Fluid H ve DP-1 akışkanlarının kullanılma durumu ortadan kalkmıştır. Fakat R1234yf soğutkanının orta yanıcılık ve yüksek zehirlilik değerlerine sahip olmasından ötürü GAR olma niteliği sorgulanmaya başlamıştır. Buna karşın Daimler ve BMW Alman otomobil üreticilerinin R744 soğutkanı ile çalışmaya devam edeceklerini bildirmişlerdir. Bu noktada R744 soğutkanı ile ilgili gelişmeler hızlanmaya devam etmiştir.

2008 haziranda gerçekleşen SAE Konferansı’nda R1234yf soğutkanının kullanılacağı Amerika Birleşik Devletleri, Asya ülkeleri, İtalya ve Fransa otomobil üreticileri tarafından bildirilmiştir. Bu noktada R744 soğutkanı ile çalışacağını açıklayan tek firma Piflex olmuştur. R1234yf ile çalışıldığında maliyetlerde ne gibi değişiklikler olacağı üzerine çalışmalar hız kazanmıştır.

Buna karşılık VDA Kurumu tarafından R744 soğutkanının GAR niteliğine sahip tek akışkan olduğu bildirilmiştir. Sonuç olarak dünyada iki ayrı kutup ortaya çıkmıştır. Başta Alman otomobil üreticilerinden VW, Audi, Daimler, BMW ve Porsche firmalarının başını çektiği R744 soğutkanı ile çalışacağını açıklayan %30 ‘luk bir kısım ile Amerika Birleşik Devletleri’nin başını çektiği ve Fiat, Opel, General Motors vb. firmalarından meydana gelen R1234yf soğutkanı ile çalışılacağını açıklayan %70’lik kısımdan meydana gelir. Bu noktadan itibaren yasal yollardan mücadeleler iki kutup arasında başlamıştır. Almanya R1234yf soğutkanının zehirli ve yanıcı olduğuna dair bir belgesel oluşturmuş ve televizyonda yayınlamıştır. DUH (Alman çevre yardımı) kanalında yayınlanan belgeselin ardından yasal süreç başlamıştır. Dupont ve Honeywell firmaları DUH kanalına dava açmış ve bu dava beraberinde gelişen olaylar neticesinde, R1234yf soğutkanının zararlı etkileri ortaya çıkmıştır. Sonuç olarak R744 soğutkanı bir adım öne geçmiştir hatta haziran 2009 SAE Konferansı iptal edilmiştir. [5]

3. ALTERNATİF SOĞUTKANLAR

Önceki bölümlerde üzerinde durulan küresel ısınma kavramı ve buna bağlı olarak bir önceki bölümde yer alan çevresel düzenlemeler sonucunda GWP değeri 150 ve altında olan soğutkanların kullanılması yasalaşmıştır. Bunun sonucunda açığa çıkan alternatif soğutkanlar ve temel özellikleri aşağıda verildiği gibidir.

3.1. HFC-152a Soğutkanının Kullanılması

Alternatif soğutkan olarak hidrokarbonlar, R744, ve R-152a çalışmaları otomotiv endüstrisinin tümünde yapılmaktadır. Otomotiv üreticileri açısından eğer soğutkan, R134a soğutkanıyla benzer özelliklere sahipse bu durumda mevcut hava soğutma sistemi bileşenlerinde hiçbir değişiklik yapılmadan kullanılabilir. Bu yönüyle R152a soğutkanı diğerleriyle karşılaştırıldığı zaman klasik buharlaştırıcı ve kompresör düzenlemelerinde değişiklik gerektirmediği için ilk başta daha fazla bir üstünlüğe sahiptir denilebilir.

R152a soğutkanı, hava soğutmalı sistemlerinde yaygın olarak kullanılan R-134a soğutkanına kimyasal olarak benzerdir. Bundan başka R152a soğutkanının sahip olduğu düşük molekül ağırlığı sebebiyle R134a soğutkanı kullanan sistemlere göre 2/3 oranında bir soğutkan miktarının sisteme basılmasını

gerektirir. GWP değeri soğutkan seçimi ve sistem ağırlığına dayalı olduğundan R152a soğutkanı kullanılması durumunda, R134a soğutkanlı sistemine göre toplam GWP'si daha düşük olmaktadır. Fakat bu bölümde yer verilen alternatif soğutkanlar ele alındığında en yüksek GWP değerine sahiptir. R152a kimyasal formülasyonu CH₃CHF₂, kanyama noktası basıncı 1.013 bar, kaynama noktası sıcaklığı 25 °C, molekül kütlesi 66.1 kg / kmol olan ve orta soğutma kademesi için üretilmiş orta basınçlı bir soğutkandır. Fiziksel, termodinamik ve soğutma karakteristikleri R12 (kimyasal formülasyonu CCl₂F₂ olan soğutkan) ve R134a'ya benzemektedir. R152a soğutkanı R12 (kimyasal formülasyonu CCl₂F₂ olan soğutkan) için iyi bir alternatif olsa da yanıcılık özelliği sebebiyle saf olarak kullanılamaz. [9]

Yanıcılık özelliğine sahip olması ve ikincil çevrim ile kullanılması nedeniyle alternatif soğutkan olarak seçilmemiştir.

3.2. R1234yf Soğutkanının Kullanılması

İlgili soğutkanın kullanılması önceki bölümlerde ele alınan SAE kuruluşunun başını çektiği bir grup tarafından desteklenmektedir. Literatür çalışmalarına bakıldığında alternatif soğutkanların gündeme gelmesine paralel yapılan araştırmalar aşağıda verildiği gibidir; R1234yf'nin soğutma çevrimlerinde, ısı pompalarında ve organik Rankine çevrimlerinde kullanılabilinecek, düşük küresel ısınma potansiyeline sahip bir soğutkan olduğu belirtilerek, bu soğutkanın termodinamik özelliklerini BACKONE durum denklemi ile ortaya konulmuştur.[10] R1234yf üzerinde yapılan deney ve ölçümler bu soğutkanın termodinamik özelliklerini tesbit etmiş ve çıkan sonuçlar R-134a soğutkanıyla karşılaştırılmıştır [11].

R-1234yf ve R-134a soğutucu soğutkanlarının özelliklerinin incelendiği bir diğer çalışmada Martin-Hou durum denklemi kullanılmıştır. Daha sonra bu özelliklerden faydalanılarak her iki soğutkan için "sıcaklık/yoğunluk", "sıcaklık/gizli ısı" ve "entalpi/basınç" diyagramlarını karşılaştırmalı olarak verilmiş ve bir ticari soğutucu için kapasiteleri ile STK (soğutma tesir katsayısı)'ları karşılaştırılmıştır. Ayrıca R-1234yf soğutkanının diğer materyallerle uyumluluk ve termal stabilite açısından iyi özelliklere sahip olduğu belirtilmiştir [12]

Bir başka çalışmada, mevcut soğutkanların çevreye verdikleri zarardan dolayı, amonyak, karbondioksit, hidrokarbon, R-152a ve R1234yf gibi çevreye daha az zarar veren soğutkanlara geçilme konusunda bir eğilim olduğu ancak bu soğutkanların yanma kabiliyetleri ve güvenlik tehlikeleri açısından olumsuz özelliklere sahip olduğu belirtilmiştir. Bu olumsuz etkenlerin üstesinden gelmenin bir yöntemi olarak ikincil soğutma çevrimleri ortaya konulup, ikincil çevrimler hakkında bilgi verilerek, yanıcı soğutkanların performans ve risk değerlendirmeleri ile ikincil çevrim soğutkanı ve ikincil soğutma çevrimi sisteminin; ticari soğutma, residential iklimlendirme ve mobil iklimlendirme uygulamalarında kullanılan ekipmanları hakkında bilgi verilmiştir [13].

3.3. R744 Soğutkanının Kullanılması

Gerek yukarıda bahsi geçen süreçlerin doğal sonucu olarak gerekse belirli bir alt yapıya sahip olması açısından GAR niteliği taşıyabilecek soğutkan olarak R744 seçilmesi uygun olur. Çizelge 3.1 ile verildiği gibi R744'ün hem termofiziksel olarak üstün özellikler içermesi hem de çevre duyarlılığı yüksek olması nedeni ile alternatif soğutkan olarak seçilebilir. R744 soğutkanının alternatif soğutkan olarak seçilmesinin diğer bir nedeni de soğutmada uzun zamanı kapsayan bir sürece sahip olmasıdır. Bu noktada yapılan önceki çalışmalar aşağıda verildiği gibidir: Bullock yoğunlaşma sıcaklığının kritik sıcaklığa ulaştığı buhar sıkıştırımlı çevrimde R744'ün soğutkan olarak kullanıldığı sistemin performansını teorik olarak analiz edilmiştir. Bu çalışmanın sonuçları göstermiştir ki R744 soğutkanı kullanan sistem R22 soğutkanını kullanan sistemden soğutma modunda %30, ısıtma modunda ise %25 daha düşük verimliliğe sahiptir.

Hwang ve Radermacher R22 ve R744'ün su ısıtma ve su soğutmadaki performanslarını teorik olarak karşılaştırmışlardır. Bu amaçla R22 soğutkanı için buhar sıkıştırımlı çevrim modeli, R744 soğutkanı içinde kritik üstü çevrim modeli geliştirmişlerdir. Araştırmaları sonucunda su ısıtma R744 uygulamasının gelecek vaat edici olduğunu ortaya koymuşlardır. Çünkü geniş dış ortam sıcaklık

aralığında R744 soğutkanı kullanan sistem performansı yaklaşık olarak R22 soğutkanı kullanan sistemden %10 daha yüksektir. Son olarak ortaya koydukları durum R744'ün termofiziksel özelliklerinden yararlanarak R22 soğutkanıyla çalışan ısı değiştirgeçleriyle aynı performansı veren ısı değiştirgeçlerinin gerek boyutunun gerekse ağırlığının düşürülme olanağının mevcut olduğunu ortaya koymuşlardır.

Mcenaney ve arkadaşları prototip R744 soğutkanlı sistemin deneysel sonuçları ile endüstriyel olarak mevcut olan R134a'lı otomobil iklimlendirme sistemleri ile ilgili bilgileri sunmuşlardır. R744 soğutkanlı sistem sıvı hattı / emme hattı ısı değiştirgeci ve manuel ölçme vanasına sahiptir. R744 soğutkanlı buharlaştırıcı ve gaz soğurucu Pettersen ve arkadaşları tarafından geliştirilen mikrokanaallı ısı değiştirgeci teknolojisine sahipken R134a'lı ısı değiştirgeci klasik teknolojiye sahiptir.

Buharlaştırıcıların dış hacimleri iki sistem için de özdeştir fakat R744 soğutkanlı buharlaştırıcının hava temas yüzeyi %20 daha geniştir. R744 soğutkanlı gaz soğurucunun dış hacmi %23, hava temas yüzeyi ise %28 oranında R134a'lı sisteme göre daha düşüktür. Test sonuçları göstermiştir ki R744 soğutkanlı sistem performansı gerek rölanti gerekse çalışma durumunda R134a ile karşılaştırılabilir mertebededir.

Boewe ve arkadaşları R744 soğutkanlarıyla çalışan iklimlendirme sisteminde sıvı hattı / emme hattı ısı değiştirgecinin sistem STK (soğutma tesir katsayısı) değeri ve kapasitesi üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Deneylerini sıvı hattı / emme hattı ısı değiştirgeci olmadan ve 3 farklı ısı değiştirgecinin kullanıldığı durumda (1 m uzunlukta ve 0.5 kg kütlede 2 m uzunlukta ve 0.7 kg kütlede, 3 m uzunlukta ve 0.9 kg kütlede) performans ölçme amaçlı gerçekleştirmişlerdir. Sıvı hattı / emme hattı ısı değiştirgecinin kullanımı hem STK hem de soğutma kapasitesi değerlerini arttırmıştır. Rölanti koşullarında STK değeri %26, soğutma kapasitesi de %10 oranında artmıştır. Bütün rölanti koşullarında, optimum basınç (maksimum STK değerine karşılık gelir) kompresör basma sıcaklığı 140°C değerinin altında (malzemelerin izin verdiği üst limit) ele alınmıştır. Çalışma koşullarındaki durum da optimum basınç değerlerine ulaşamamıştır çünkü kompresör basma sıcaklıkları 140°C değerini aşmaktadır. Bu sebeple sıvı hattı / emme hattı ısı değiştirgeci kullanımının verimliliği kompresör basma sıcaklığından ötürü sınırlanmıştır. Preissner ve arkadaşları tarafından yapılan çalışma göstermiştir ki; sıvı hattı / emme hattı ısı değiştirgeci kullanımının STK değerine etkisi R744 soğutkanı için R134a'lı sistemden daha fazladır. Kompresör devir hızı 1000 devir/dakika ve ortam sıcaklığının 40°C olduğu durumda STK değerinin ve soğutma kapasitesinin %5-10 arasında arttığını ölçmüşlerdir.

Preissner ve arkadaşları taşıt iklimlendirme amaçlı üretilen R744 soğutkanlı prototip ve R134a soğutkanlı ünite için deneysel sonuçları sunmuşlardır. Bu testi önceki testlerden ayıran temel fark R134a soğutkanını kullanan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı ısı değiştirgeçlerinin R744 soğutkanlı ısı değiştirgeçlerinde olduğu gibi en son teknoloji temellidirler. R134a soğutkanlı sistemde de sıvı hattı / emme hattı ısı değiştirgeci kullanmışlardır. Çalışma sonucunda ortaya çıkan temel bulgu R744 soğutkanlı sistemin soğutma kapasitesinin R134a'lı sisteme kıyasla (%13 düşük - %20 yüksek) değer aralıklarında belirlenmiştir. STK değeri ise (%11-%23) değer aralıklarında R134a'lı sisteme kıyasla azalmıştır [14].

Yukarıda verildiği gibi çevresel yaptırımlar sonucu ortaya çıkan alternatif soğutkanlar incelendiğinde en uzun geçmişi olan, yanıcı ve zehirli olmayan, küresel ısınmaya etkisi en düşük olan ve en bulunabilir olan soğutkan R744'tür. Tüm bu avantajlarından ötürü tasarımı gerçekleştirilecek olan mobil iklimlendirme ünitesi için kullanılan soğutkan olarak seçilmiştir. Ayrıntılı karşılaştırma Tablo 2 ile verilmiştir.

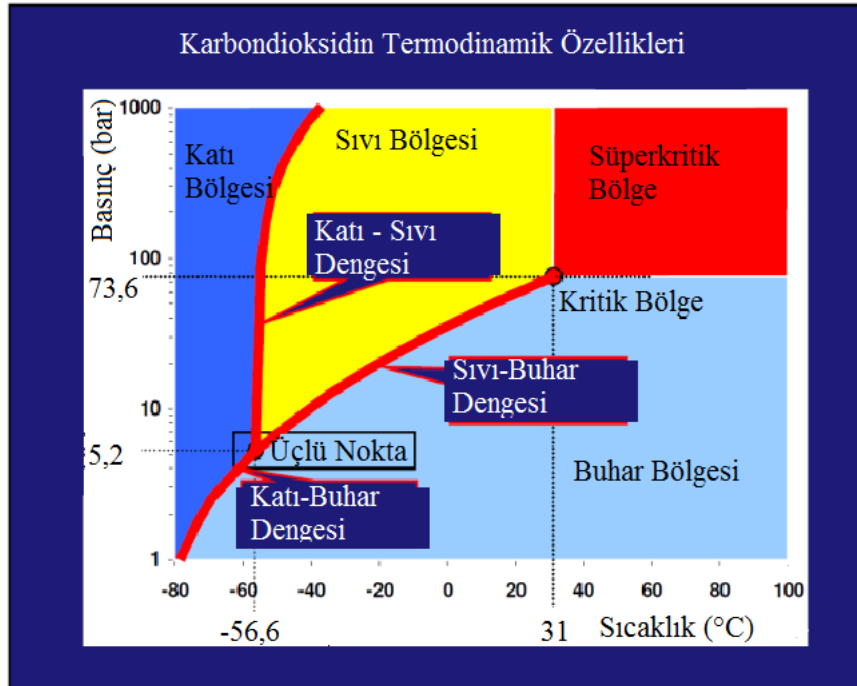
Tablo2. Alternatif Soğutkanların Kıyaslanması [15]

Özellik	R744	R1234yf	R152a	R134a	R22
Doğal soğutkan	Evet	Hayır	Hayır	Hayır	Hayır
ODP	0	0	0	0	0.055
GWP	1	4	140	1300	1500
Yanıcılık	Hayır	Evet	Evet	Hayır	Hayır
Zehirlilik	Hayır	Hayır	Hayır	Hayır	Hayır
Kritik Sıcaklık	31.1 C	94.7 C	113.5 C	101.2 C	96.2 C
Kritik Basınç	7380 kPa	3382 kPa	4580 kPa	4060 kPa	4990

4. KARBONDİOKSİT SOĞUTKANI KULLANAN MOBİL İKLİMLENDİRME SİSTEMİ İLE GELENEKSEL R134A SOĞUTKANI KULLANAN SİSTEM KİYASLANMASI

4.1. Çalışma Parametreleri Açısından

Soğutmayı gerçekleştirirken kullanılacak soğutkanın değişmesi sistemde soğutkanın ısıl-fiziksel özelliklerinin farklı olmasından ötürü birçok değişikliği beraberinde getirmektedir. Bileşen bazında farkların ortaya konulacağı bu bölümde ilk olarak iki soğutkanın ısıl-dinamik farklarını ve çalışma parametreleri üzerinde durulacaktır. Bu sebeple R744 soğutkanının termodinamik özelliklerinin gösterildiği Şekil 7'nin anlaşılması gerekmektedir.

**Şekil 7.** R744 Soğutkanına Ait Faz-Bölge Grafiği [3]

Yoğuşturucuda ısı atımı ve buharlaştırıcıda ısı alımının gerçekleştiği ısı transferi işlemlerinde sıvı-buhar faz değişimi gerçekleştiğinden ötürü Şekil 4.1 de üçlü nokta ve kritik nokta arasında işlemlerin gerçekleşeceği söylenebilir. Geleneksel R134a soğutkanlı sistem ile yeni nesil R744 soğutkanlı sistem arasındaki temel fark bu noktada ortaya çıkmaktadır. Çizelge 4.1 de daha ayrıntılı bir kıyaslama verilmiştir. R744'lü sistemde ısı atımını gerçekleştirmek için dış ortamdan daha yüksek sıcaklığa çıkmak gerekmektedir. Buda yaklaşık soğutkanın 40°C sıcaklıklara kadar kompresörde sıkıştırılması anlamına gelmektedir. İlgili işlem gerçekleştiğinde R744 soğutkanı süperkritik bölgeye geçmiş olur.

Basınç olarak ele alındığında ise verimli bir çevrim oluşturabilmek için yaklaşık 105 bar civarlarına kadar sıkıştırma işleminin sağlanması gerekmektedir. Buna ek olarak R744 soğutkanlı sistem için kullanılan yeni bir kavram olan gaz soğutucu bu bölgedeki çalışmanın bir sonucudur. Nedeni ise kritik nokta üstünde R744 soğutkanının sıvılaşmamasıdır. Bu sebeple gaz soğurucu terimi yoğunlaştırıcı teriminin yerine kullanılır. Kritik nokta üstü basınçlarda herhangi bir faz değişimi olmamaktadır. [16]

R744 soğutkanlı sisteme bakıldığında en önemli parçalarından birinin gaz soğutucu olduğu görülmektedir. Gaz soğutucu içerisinde yüksek basınçta R744 soğutkanı vardır ve optimize edilmesi gerekmektedir. Optimizasyonun ne derecede doğru yapıldığına bağlı olarak sistem verimi gaz soğutucudan soğutkanın çıktığı basınç değerine doğrudan bağlıdır. Birçok çalışmada bu değer belirlenmeye çalışılmış ve yaklaşık 90-120 bar arası olması gerektiği bulunmuştur. Basınç değerinin yanında boru malzemesi ve kalınlığının da optimize edilmesi gerekmektedir. Malzeme kalınlığı yüksek basınca dayanım için önem teşkil ederken ısı transferinin düzgün bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için et kalınlığında optimize edilmesi gerekmektedir. Yani, iki parametrenin yer aldığı bir optimizasyon çalışması gerekmektedir. Buna ek olarak yüksek ısı transferi için ısı transfer katsayısı değeri yüksek ve dayanıklı malzeme sağlanmalıdır.

R744 soğutkanının sıcaklığının kritik nokta altına inmesi durumunda (31,1°C) sıvı hale gelebilir. Bu ifade kritik üstü basınçlarda geçerlidir. Kritik basıncın üzerindeki basınçlarda herhangi bir faz değişimi gözlenmez, genelde kritik sıcaklık üzerindeki sıcaklıklarda madde kızgın buhar, kritik sıcaklık altındaki sıcaklıklarda madde sıkıştırılmış sıvı halindedir (Termodinamik, 2008). R744 soğutkanının sıcaklığı kritik nokta altındaki sıcaklıklara gaz soğutucu ve iç ısı değiştirici kullanımı sonrası düşürülemez. Dolayısıyla R744 soğutkanının faz değişimi kısma vanası sonrasında gerçekleştirilir.

Tablo 3 ile verilen bilgiler incelendiğinde R744 soğutkanı ile R134a soğutkanı arasındaki temel fark R744 soğutkanlı çevrimin, çevrim boyunca kritik nokta üzerinde ve altında işlev gördüğü R134a soğutkanlı çevrimin ise sadece kritik nokta altında işlev gördüğüdür.

Tablo3. R744 - R134a Karşılaştırma Tablosu [17]

Özellik	R134a	R744
Yanıcılık	Hayır	Hayır
Patlayıcılık	Hayır	Hayır
Zehirlilik	Hayır	Hayır
Doğal Soğutkan	Hayır	Evet
ODP	0	0
GWP (100 yıl)	1300	1
Kritik Nokta (Sıcaklık)	101,2°C	31,1°C
Kritik Nokta (Basınç)	40,7 bar	73,6 bar
Üçlü Nokta (Sıcaklık)	-103°C	-56,6°C
Üçlü Nokta (Basınç)	0,004 bar	5,18 bar
Moleküler Kütle	102.03 g/mol	44.01 g/mol
Sıvı Yoğunluğu	1206 kg/m ³ (25°C ve 1.013 bar)	1302 kg/m ³ (-20°C ve 19.7 bar)
Kaynama Noktası	-26,6°C (1.013 bar)	Süblimasyon (-78.5°C)
Buharlaştırma Gizli Isısı	215.9 kJ/kg (1.013bar)	571.08 kJ/kg (1.013bar)
Suda Eriye bilirlilik	0.2 (25°C ve 1.013 bar)	1.7163 (0°C ve 1.013 bar)

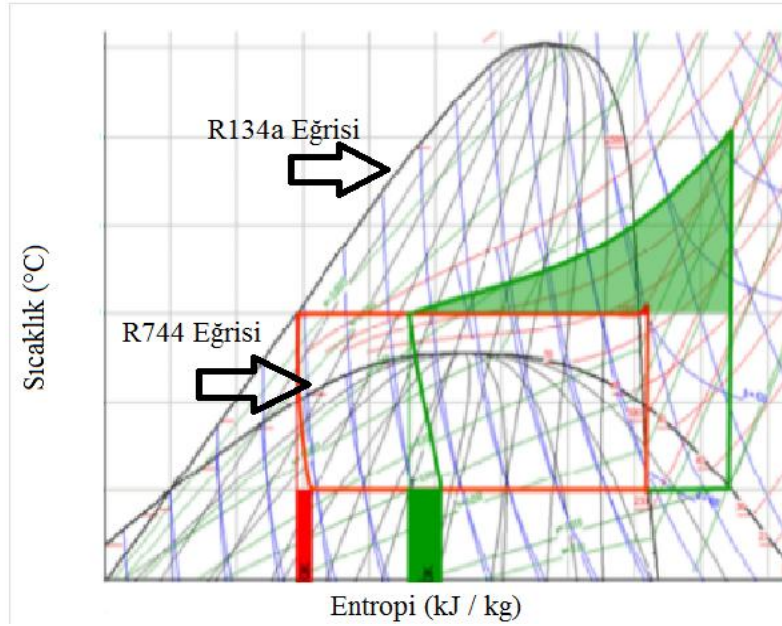
Termodinamik özellikleri içeren Şekil 8 de iki soğutkan arasındaki çalışma bölgesi farkı daha net görülebilir. Şekil 8 de yeşil renkli bölgeler R744 soğutkanının çalışma bölgesini gösterirken kırmızı renkli bölge ise R134a soğutkanının çalışma bölgesini göstermektedir.

4.2. Soğutkan Maliyeti

Aşağıda verilen Çizelge Tablo 4 ile verildiği gibi R744 soğutkanı R134a soğutkanından kg başına $9,38/0,52 = 18,038$ kat daha ucuzdur.

Tablo3. Çeşitli Soğutkanların Maliyetleri [18]

R22	R134a	R404a	R407C	R410a	R507	R744	R717
3,54€	9,38€	8,85€	10,68€	9,58€	19,53€	0,52€	1,3€



Şekil 8. R744 - R134a Çalışma Bölgelerinin Kıyaslanması [19]

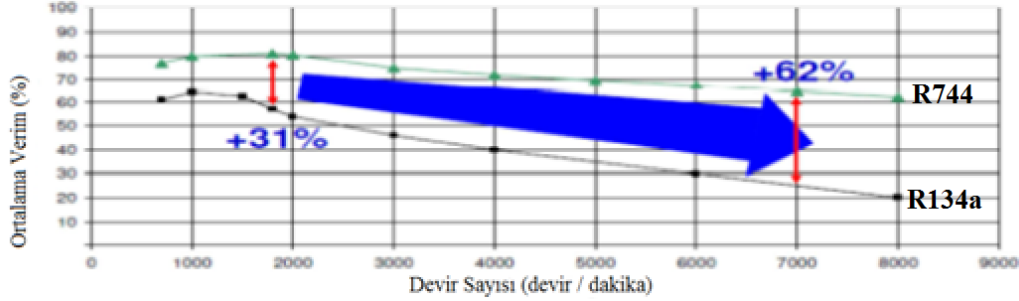
4.3. Hacimsel Isıl Kapasite

Tablo 3 ile verildiği gibi soğutma sistemindeki temel işlem soğutkanın buharlaşma gizli ısısını kullanarak soğutulmak istenen hacimden ısı çekmektir. Bu noktada buharlaştırıcıdan geçirilen soğutkanın buharlaşma gizli ısısı büyük önem taşır. Buharlaşma ısıları R134a ve R744 soğutkanları için sırasıyla 215.9 kJ/kg (1.013 bar) ve 571.08 kJ/kg (1.013 bar) değerindedir. Sonuç olarak R744 soğutkanının buharlaşma gizli ısısı R134a soğutkanından $571.08 \text{ kJ/kg} / 215.9 \text{ kJ/kg} = 2,645$ kat daha fazladır. Bunun anlamı aynı miktarda soğutma gerçekleştirmek için R134a soğutkanından 2,645 kat daha fazla miktarda sisteme verilmelidir ya da aynı miktarda soğutkan verildiğinde R744 soğutkanlı sistem R134a soğutkanlı sistemden 2,645 kat daha fazla soğutma gerçekleştirir. Sistemin ısı yükü hesabı yapıldığında sabit bir soğutma ihtiyacı ortaya çıkacağından ötürü aynı soğutmayı gerçekleştirebilmek için R744 soğutkan miktarı 2,645 kat daha az olacaktır. Bu durumda buharlaştırıcı ısı değiştiricisi içerisinde dolaşan soğutkan miktar ve hızı az olacak ve sürtünme kayıpları da buna paralel olarak azalacaktır. Hesaplamalar kısmında beklenen ısı değiştirici sıra sayısının azalması yönündedir. Bu durum daha verimli buharlaştırıcı ısı değiştiricilerinin kullanılması anlamına gelmektedir.

4.4. Kompresör Kullanımı

Şekil 9 ile verildiği gibi üst kısımda yer alan eğri R744 soğutkanı kullanan kompresöre ait iken alt kısımdaki eğri ise R134a soğutkanı kullanan kompresöre aittir. Şekil 4.3'ten görüleceği üzere hangi

devirde olursa olsun daimi bir R744 kompresör verim üstünlüğü mevcuttur. Bu durumun sebebi R744 soğutkanı yüksek basınçlarda işlem görse de sıkıştırma oranının R134a soğutkanı kullanan sistemlere kıyasla daha düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Aşağıda sıkıştırma oranları üzerine bilgiler verilmiştir. (Wolf and Team, 2007)



Şekil 9. Kompresör Test Sonuçları [20]

Sıkıştırma Oranı = Yüksek Basınç / Alçak Basınç

Sıkıştırma Oranı R134a = 16 / 2 = 8

Sıkıştırma Oranı R744 = 105 / 40 = 2,625

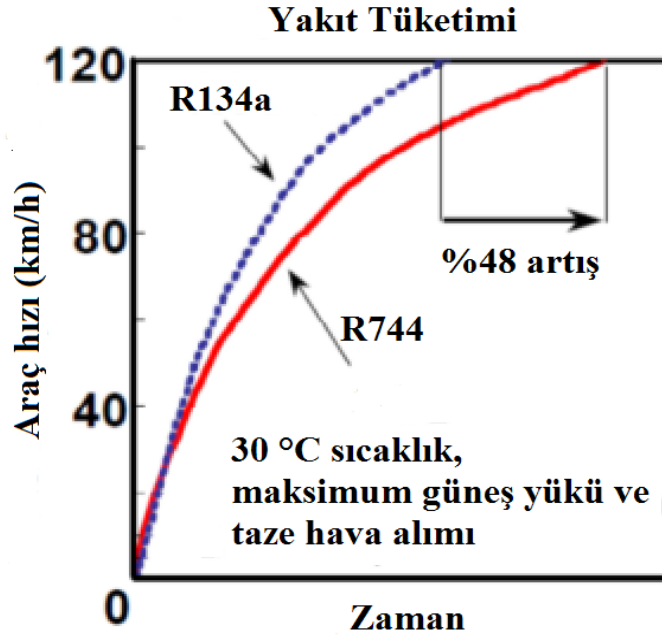
Sıkıştırma Oranı R134a / Sıkıştırma Oranı R744 = 8 / 2,625 = 3,047 [21]

Yukarıdaki hesaplamalardan çıkan sonuç çalışma parametreleri her iki soğutkan için ele alındığında R134a soğutkanı kullanan kompresör 3,047 kat daha fazla sıkıştırma yapmalıdır. Bu da çok daha fazla güç gereksinimi gerektirir.

4.5. Yakıt Tüketimi

Yakıt tüketimi son kullanıcılar için en önemli kavramdır. Soğutma sistemlerinden istenilen sıcaklık değerini sağlamalarının yanı sıra bu işlemi mümkün olan en az enerji tüketimiyle yapabilmeleri beklenmektedir. Şekil 10 da R744 soğutkanı kullanan sistemin 1 litre yakıt tüketimi daha fazla görünse de aşağıda verilen bilgiler çerçevesinde enerji tüketimi azaltılabilir.

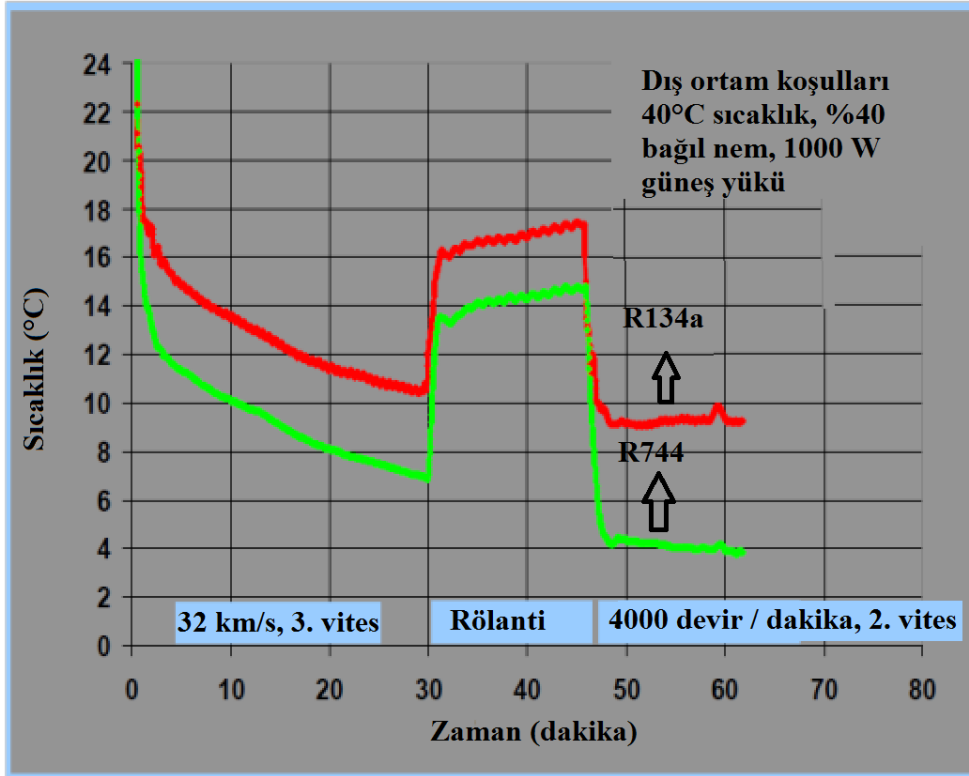
- Kompresörün daha verimli olması
- Daha küçük buharlaştırıcı ısı değiştirici kullanılması
- Daha hafif ünite meydana getirilmesi



Şekil 10. R744-R13a Yakıt Tüketimleri Kıyaslaması

4.6. Soğutma Yükü Ataletini Karşılama

Şekil 11 ile verildiği gibi sistemin ilk birkaç saatinde karşılanması gereken sistemin soğutma yükü ataleti olarak bilinen “pull down” yükünü yenme süresi R744 soğutkanı için daha azdır. Örneğin birinci bölge baz alınır (32km/s- 3. Vites) R134a soğutkanı 24°C sıcaklığındaki iç ortamı 30 dakika sonunda ancak yaklaşık olarak 10°C sıcaklığına indirebilirken R744 soğutkanı aynı sıcaklık değerine 8 dakika gibi bir zamanda getirebilmektedir. Ayrıca en düşük sıcaklık değerine aynı zamanda bakıldığında R134a soğutkanı için değer 9°C iken R744 soğutkanı için bu değer 4°C’dir. [22]

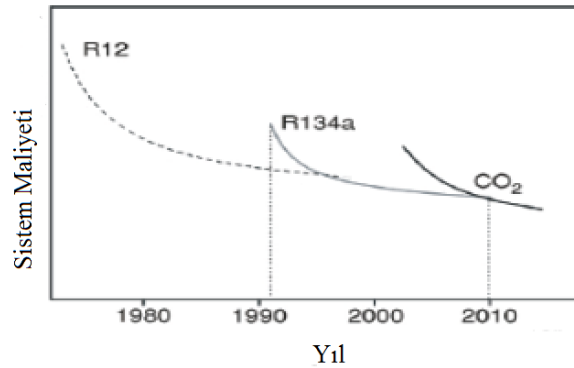


Şekil 11. R744-R13a Pull Down Yükü Kıyaslaması [22]

4.7. Sistem Maliyeti

R744 soğutkanıyla yapılacak olan yeni sistem tasarımı beraberinde yeni bileşenler, yeni devreleme mantığı ve yeni kontrol elemanlarını beraberinde getirir. Temel olarak R134a soğutkanlı sistemlere kıyasla çok daha yüksek basınçlar içermesi bileşenlerin et kalınlıklarında artışa neden olur. Fakat tüm bileşen hacmi düşünüldüğünde bir azalma mevcuttur, bunun nedeni ise basınç düşümlerinin az olmasından ötürü boru çaplarının daha küçük tutulmasıdır.

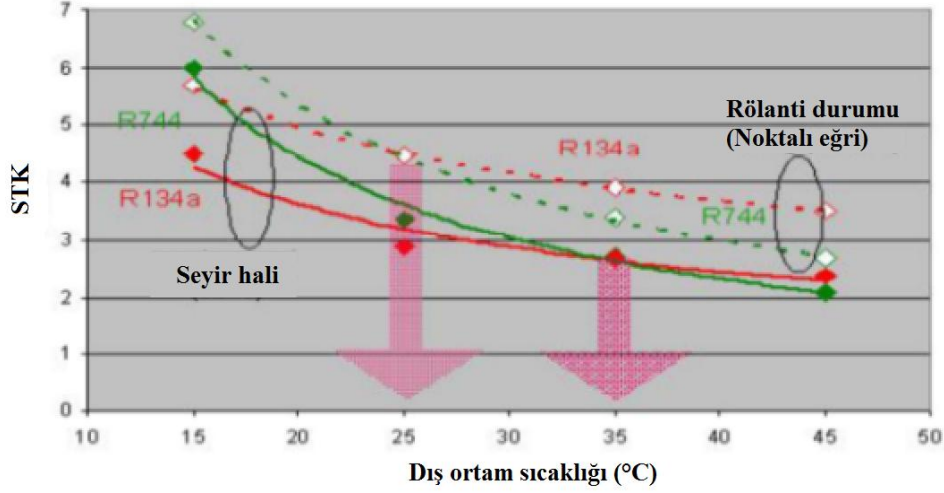
Bu yenilikler düşünüldüğünde seri üretim cihazı olarak ortaya çıkmasına kadar geçen sürede Ar-Ge faaliyetleri boyunca fiyatı Şekil 12 ile görüldüğü gibi fazladır. Fakat zamanla R134a soğutkanlı sistemlerin zamanla maliyetlerinin düştüğünü belirten eğriye paralel bir eğri çizildiğinde azalacağı görülmektedir.



Şekil 12. Farklı Soğutkanlı Sistem Maliyetleri [23]

4.8. Soğutma Tesir Katsayısı

Şekil 13 ile verildiği gibi R744 soğutkanlı mobil soğutma sistemi hareket halindeki araç için 35°C sıcaklık ve daha küçük sıcaklık değerlerinde R134a soğutkanlı mobil soğutma sisteminden daha büyük soğutma tesir katsayısı değerine sahiptir. Bu sıcaklık üstü değerlerde ise çok aşırı bir fark bulunmamaktadır. Rölanti durumunda aynı tanımlar 25°C sıcaklıkla beraber verilebilir. (P. Hrnjak, 2002) Çalışma kapsamında hedef İstanbul da kullanılacak olan bir otobüsünün R744 soğutkanı kullanarak soğutulması olduğundan ötürü İstanbul için sıcaklık değeri 31,1°C dir (ASHRAE, 2009). Bu sıcaklık değerinde R134a soğutkanlı sisteme göre daha yüksek STK değerinin elde edilmesi Şekil 12 den öngörülmektedir.



Şekil 13. R744-R134a STK Açısından Kıyaslama [19]

5. OTOBÜSE AİT SOĞUTMA YÜKÜ/ISI KAZANCININ BELİRLENMESİ

Soğutma yüküne etki eden değişkenlerin sayısı oldukça fazladır ve ilgili değişkenlerin kesin olarak tanımlanması zor olup, birbirleriyle daima karmaşık bir ilişkide oldukları unutulmamalıdır. Soğutma yüküne etki eden pek çok bileşenin değeri, 24 saatlik zaman dilimini kapsayan gün içinde önemli seviyede farklılıklar göstermektedir. Burada dikkat edilecek husus maksimum soğutma yükünün meydana geldiği durumu belirleyip hesaplamaları o ana göre gerçekleştirmektir. Sistemin en yüksek yüke maruz kaldığı anı sistem karşıladığı durumun belirlenmesi sistemin her durumda istenilen soğutmayı gerçekleştirebileceğini sağlar.

Sistemin uygun performans değerini belirlemenin ilk aşaması soğutma yükü hesabının doğru yapılmasıdır. Aksi takdirde değerlerin fazla bulunmasına bağlı olarak gereksiz maliyet artışlarıyla karşılaşılabilir ya da değerlerin gerekenden az bulunması durumunda istenilen soğutma gerçekleştirilemez. Bu sebeple soğutma yükünü, soğutmayı amaçladığımız otobüs iç ortamıyla aracın çalıştığı ortam koşulları arasında ısı geçişi gerçekleşirken, ısı transferini etkileyen parametreler: malzeme cinsi, kesit alanı ve kalınlığı, otobüsün çalıştığı ortam koşullarına bağlı olarak maruz kaldığı güneş yükü, pencere düzenlerine ve kullanılan kapı tiplerine bağlı olarak meydana gelen enfiltrasyonlar ile yolcu sayısı, aydınlatma elemanları ve benzeri parametrelerden kaynaklanan iç yükler gibi parametrelerin çok iyi bir şekilde irdelenmesi ve ısı geçişine etkilerinin hesaba katılması gerekmektedir.

Bina harici ortamların soğutma yükünün hesaplanmasında iki farklı hesap yöntemi bulunmaktadır. Bunlardan ilki ısı dengesi yöntemi ve ikincisi ışınımsal zaman serisi yöntemidir. Bu bölümde gerçekleştirilen hesaplamalarda enerji dengesi yöntemi kullanılmıştır. Zaman serisi yöntemi ele alınmamış ve soğutma yükü maksimum değere ulaştığı an için hesaplanmıştır. Soğutma yükünün

maksimum değerinin hesaplamasının gerçekleştirildiği o an iç kazançların maksimum olduğu an (yolcu sayısı ve diğer kazançlar maksimum alınmış), güneş yükünün maksimum etki ettiği an, taze havanın içeriye maksimum hava debisinde alındığı an gibi parametrelerin etkilerinin en fazla olduğu durum ele alınmıştır. Kullandığımız ısı dengesi yöntemleri ise iletim, taşınım ve ışınım ısı transferi hesaplarıyla ideal gaz (hava) özelliklerinin kullanılmasını kapsamaktadır [24].

Soğutma yükünün (ısı kazancının) belirlenmesinde kullanılan parametreler aşağıda verildiği gibidir:

- Araç hızı: 70 km/h
- Dış ortam koşulları: 35°C sıcaklık ve %73 bağıl nem
- İç ortam koşulları: 25°C sıcaklık ve %55 bağıl nem
- Dış ortam bağıl nem miktarı: 26,4 g/kg
- İç ortam bağıl nem miktarı: 10,9 g/kg
- Evaporatör ısı değiştirgeci çıkış sıcaklığı: 32°C
- Evaporatör ısı değiştirgeci çıkışı bağıl nem miktarı: 19,4 g/kg
- Araç uzunluğu: 12 m
- Araç yüksekliği: 2,3 m
- Araç genişliği: 2,5 m
- Aracın yan yüzeyindeki cam alanı: 13 m²
- Aracın ön yüzeydeki cam alanı: 4,5 m²
- Aracın arka yüzeydeki cam alanı: 1,5 m²
- Kişi başı verilmesi gereken taze hava miktarı: 12 m³/h/kişi
- Oturan ve ayakta kişi sayısı: 31 adet ve 66 adet
- Aydınlatma ısı kazancı: 5 W/m²
- Buharlaştırıcı fan gücü: 1350 W
- Araçta kullanılan dizüstü bilgisayar sayısı: 10 adet
- Otobüste yer alan ekran sayısı: 1 adet
- Kullanılan cep telefonu sayısı: 70 adet
- Güneşten gelen ısı akısı: 1324 W/m²
- Eğim: 20,4°
- Enlem: 40,97° kuzey
- Kullanılan cam tipi ve cam kalınlığı: Çift cam gri, 3 mm

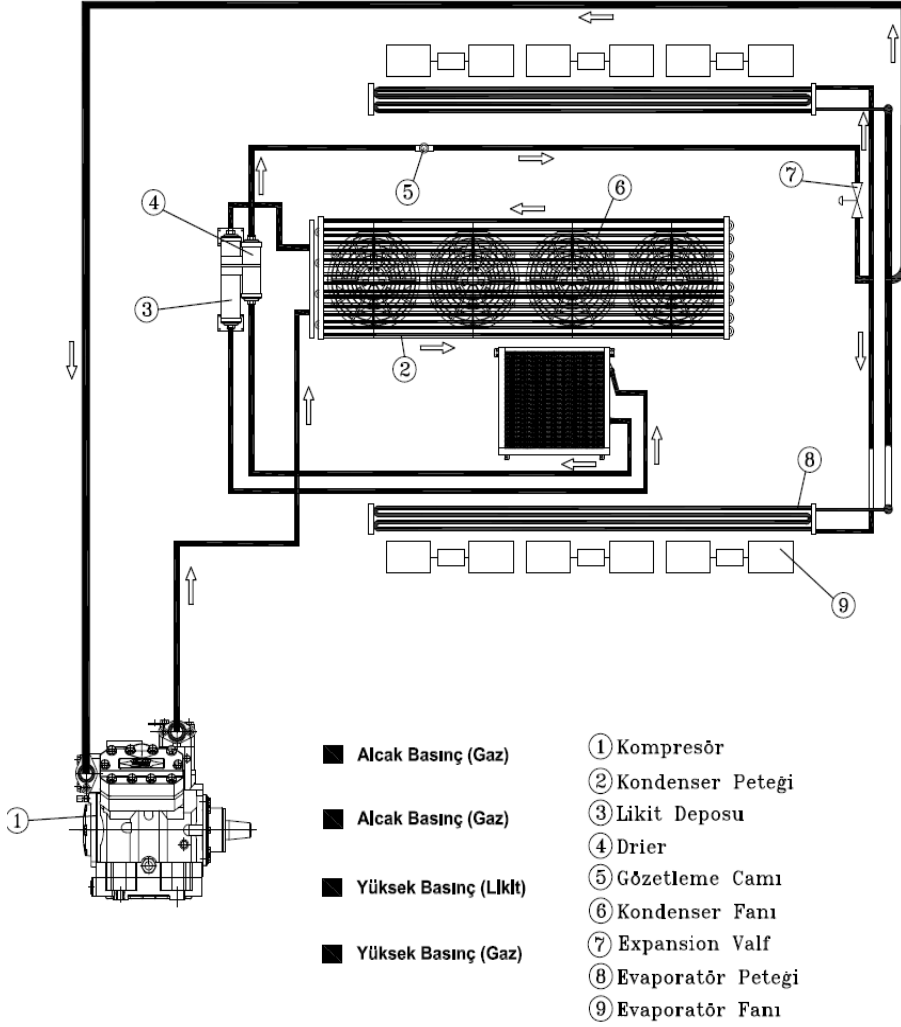
İlgili tasarım parametrelerinin kullanılmasının ardından ASHRAE standartlarında belirtilen ısı yüküne etki eden bileşenlerin belirlenip gerçekleştirilen hesap sonucunda Tablo 4 ile verilen değerler elde edilmiştir.

Tablo 4. Otobüse Ait Isı Kazançları

Madde no	Soğutmaya etki eden parametre	Isı kazancı (kW)
1	Kişiler	12,145
2	Aydınlatma	0,608
3	Araç ve elektrik motorları	0,133
4	Kişisel elektronik	0,915
5.1	Duyulur enfiltrasyon	0,756
5.2	Gizli enfiltrasyon	2,828
6.1	Doğrudan ışınım kazancı	5,25
6.2	Dolaylı ışınım kazancı	2,58
6.3	Camlardan iletim kazancı	0,52
7.1	Yan yüzeylerden geçen ısı	0,0456
7.2	Tavan yüzeyinden geçen ısı	0,02481
7.3	Taban yüzeyinden geçen ısı	0,02481
7.4	Ön yüzeyden geçen ısı	0,00475
7.5	Arka yüzeyden geçen ısı	0,00475
8.1	Duyulur havalandırma	2,957
8.2	Gizli havalandırma	7,238
	Toplam	36,03

6. MEVCUT KONVANSİYONEL R134-a SOĞUTKANI KULLANAN SİSTEMİN TANITILMASI

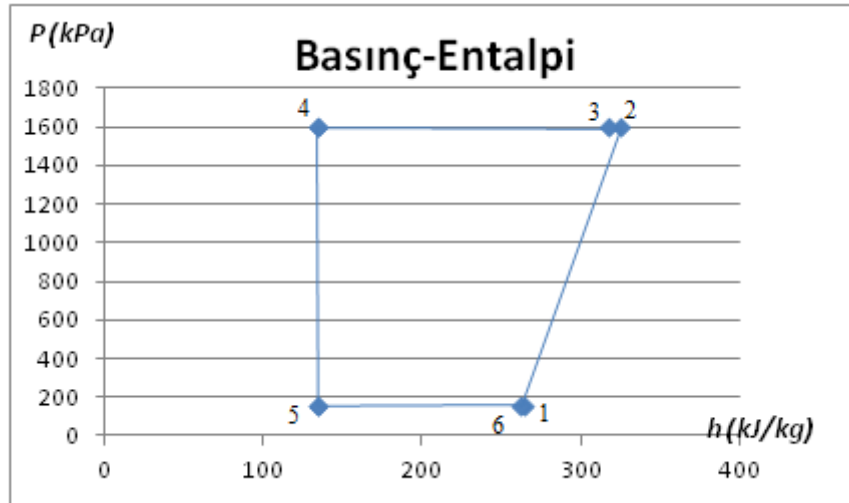
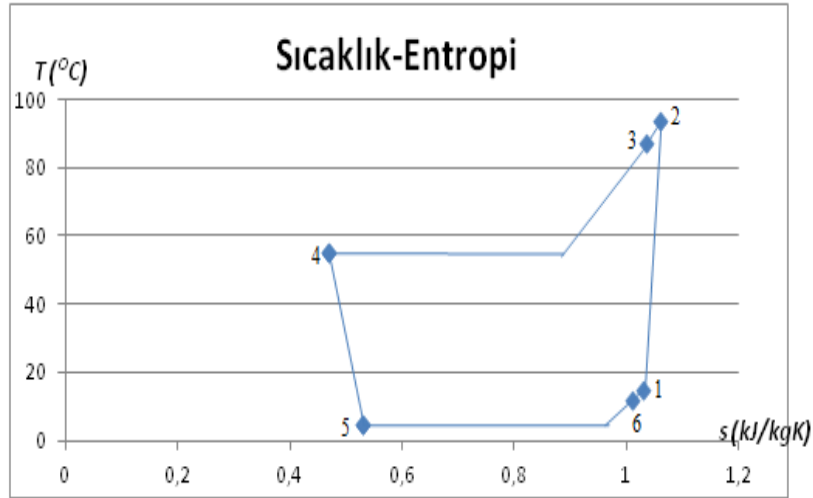
Yukarıdaki kapasite değerine sahip mevcut konvansiyonel R134a soğutkanı kullanan sistem bileşenleri Şekil 14 ile, çalışma parametreleri Tablo 5 ile, sisteme ait P (basınç) – h (entalpi) ve T (sıcaklık) – s (entropi) grafikleri ise Şekil 15 ile verilmiştir.



Şekil 14. Mevcut R134a Soğutkanlı Cihazın Gaz Akış Şeması (Safkar)

Tablo 5. Test Raporu Değerleri (Safkar)

	Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)
Kompresör girişi (1)	15	151	264	1,03
Kompresör çıkışı (2)	94	1600	325	1,06
Kondenser girişi (3)	87	1600	317	1,035
Kondenser çıkışı (4)	55	1600	134	0,47
Genleşme vanası girişi (4)	55	1600	134	0,47
Genleşme vanası çıkışı (5)	5	151	134	0,53
Evaporatör girişi (5)	5	151	134	0,53
Evaporatör çıkışı (6)	12	151	262	1,01



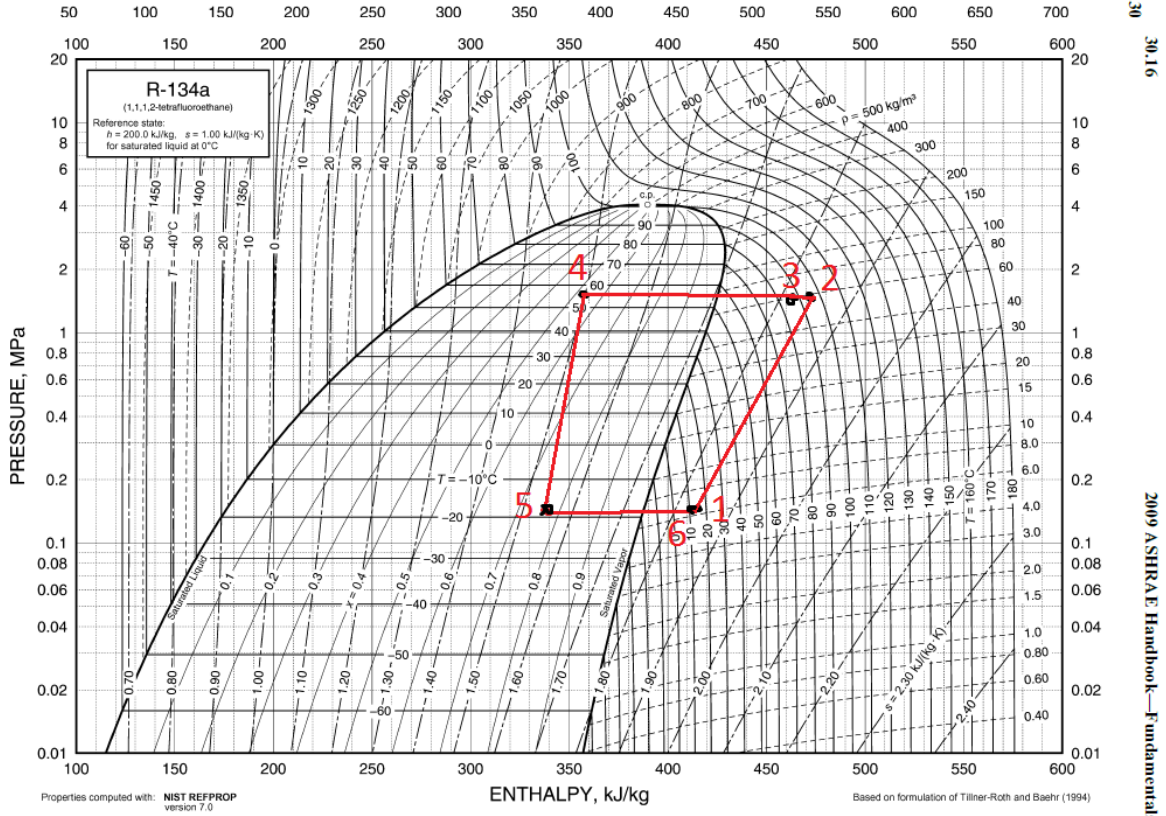


Fig. 9 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 134a

Şekil 15. Mevcut Sisteme Ait T-s ve P-h Diyagramları

7. YENİ NESİL SOĞUTKANLI SİSTEMİN TASARIMI

Yeni nesil R744 soğutkanı ile çalışan soğutma ünitesinin tasarımı için ilk önce soğutma yükü hesabının yapılması gerekmektedir. İlgili yükü karşılayacak buharlaştırıcı ısı değiştirgeci ve buharlaştırıcı fanı gücü öncelikle hesaplanmalıdır. Ardından soğutma kapasitesi belirlenen sistemde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları belirlenerek kompresör seçimi yapılmalıdır. Bu işlemi takiben kapasiteleri belirlenmiş buharlaştırıcı ısı değiştirgeci ve kompresörden yoğuşturucu ısı değiştirgeci kapasitesi ve buna bağlı olarak yoğuşturucu fanı gücü hesabı gerçekleştirilmelidir. Daha sonra soğutma yükü ve çalışma parametreleri belli olan ünitenin genişleme vanası seçimi gerçekleştirilir. Temel bileşenlerin seçimi bu şekilde tamamlanmış olur.

Bu bölümde gerçekleştirilecek hesaplamalar yukarıda verilen sırayı takip edecektir. Öncelikle soğutma yükü belirlenmiş yeni nesil sistemin çalışma parametrelerinin belirlenmesi ve bu sayede ilk tasarımın gerçekleştirilmesi sağlanacaktır.

7.1. Çalışma Parametrelerinin Belirlenmesi

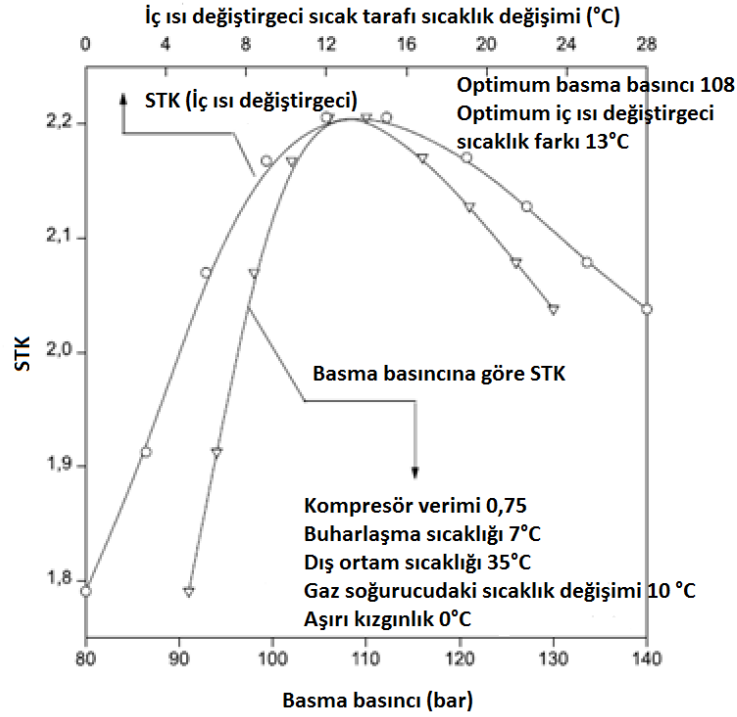
Tablo 6 ile verilen R744 soğutkanı kullanan üniteler incelendiğinde benzer çalışma parametrelerine sahip oldukları görülür. Araştırmalar Çizelge 7.1 de listelenmiş ve çevrime ait alçak basınç değerinin 30 - 45 bar arasında yüksek basınç değerinin ise 90 - 120 bar aralığında ele alındığı gözlenmiştir. Bu aralıkta en uygun değer seçilmesi gerekmektedir. Çalışma sıcaklıklarına bakıldığında buharlaşma sıcaklığı 7,5°C ve yoğuşma sıcaklığı 50°C olarak ele alınır. Sıcaklıkların belirlenmesinde temel alınan

kıstas sıcaklık farkının 15°C olmasıdır. Tasarımı gerçekleştirilecek olan R744 soğutkanıyla çalışan soğutma ünitesi 35°C dış ortam sıcaklığında çalışacağı için $35^{\circ}\text{C} + \Delta T (15^{\circ}\text{C}) = 50^{\circ}\text{C}$ olarak yoğuşma sıcaklığı belirlenmiştir. Benzer hesaplama ile insan konforu için en iyi iç ortam koşulu yaklaşık 23°C ve %55 (Chowdhury ve Khan, 2007) bağıl nem değerine karşılık geldiğinden ötürü buharlaşma sıcaklığı $23^{\circ}\text{C} - \Delta T (15^{\circ}\text{C}) = 8^{\circ}\text{C}$ olarak belirlenmiştir. Kompresör, genişleme vanası gibi ana bileşenlerin seçiminde buharlaşma sıcaklığı standart olarak -10°C , $-7,5^{\circ}\text{C}$, -5°C , 0°C , 5°C , $7,5^{\circ}\text{C}$, 10°C sıcaklıklarına göre seçildiği için R744 soğutkanlı ünite için buharlaşma sıcaklığı $7,5^{\circ}\text{C}$ olarak ele alınmıştır.

Tablo 6. R744 Soğutkanlı Sistem Çalışmaları

Gerçekleştirilen çalışma	Çalışmayı Gerçekleştiren Firma	Çalışma Yılı	Cihaz ya da Bileşen Kapasitesi
Otobüs kliması	Konvekta-Solaris H18 otobüsü	1996	43 kW
Otomobil kliması	Behr - BMW	-	-
Otomobil kliması	Denso-Toyota	-	-
Otomobil kliması	Race Project-Daimler Benz	1997	-
Otomobil kliması	Calsonic Kansei	2000	-
İçecek otomatı	Sanyo-CocaCola	2001	-
Kompresör	Parsch	1998	-
Nakliye aracı kliması	Konvekta	1997	3.2 kW
Otomobil kliması	General Motor-MAC	2006	-
Supermarket soğutması-Danimarka	Karsruhe Üniversitesi	2000	-
Nakliye aracı kliması	Karsruhe Üniversitesi	2000	12 kW
İklimlendirme sistemi	Juergen Wertenbach	2007	-
GREEN-MAC-LCCP	Stella Papasavva	2007	-
K65 boruların üretimi	Wieland	2011	-
R744 servis kiti	Agramkow	2009	-
Düşük sıcaklıklarda çalışan kompresör	Emerson Climate Controls	2008	8-24 kW
Genişleme vanası (elektronik)	Danfoss	2009	-
Açık tip kompresör	Bock	2000	30 kW
Subkritik iç ısı Değiştiricileri	Alfa Laval	2007	-
Adım motorlu genişleme Vanası	Emerson Climate Controls	2007	-
Akümülatör	ESK Schultze	2008	-
Yarı hermetik kompresör	Dorin	1999	3-25 kW

Alçak ve yüksek basınç çalışma aralıklarından uygun değer seçimi STK değerini etkileyen en uygun gaz soğurucu çıkışı basıncından belirlenir. Bu değer çevrime ait yüksek basınca karşılık gelir. En uygun çalışma basıncı belirlenirken Şekil 16 ele alınmıştır [25].



Şekil 16. R744 Soğutkanlı Sistemin Optimum Çalışma Değerleri [25]

Tablo 6 ile verilen sistemlerin çalışma parametreleri (çevrim boyunca sahip olunan termodinamik özellikler) ve Şekil 16 ile verilen optimum çalışma basınçları ele alındığında yeni nesil soğutkanlı sistemin çalışacağı bölge Şekil 17 ile gösterildiği aralıktadır. Şekil 17 sisteme ait ilk tasarımı meydana getirir.

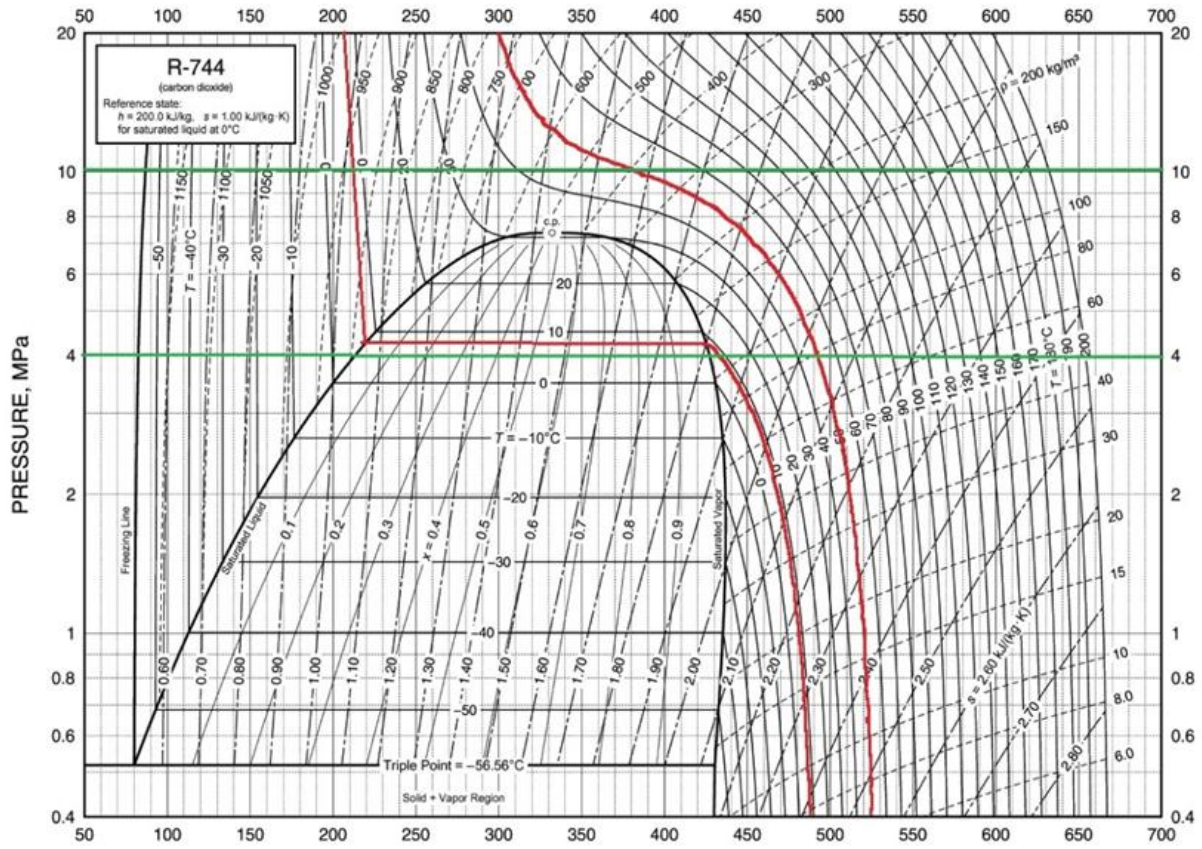
Şekil 17 incelendiğinde 7.5°C doyma sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncı interpolasyon gerçekleştirildiğinde 42.298 bar olarak belirlenir. Şekil 16 incelendiğinde ise optimum yüksek basınç değerinin 108 bar olduğu görülür. R744 soğutkanının çalışma basınçları böylelikle belirlenmiş olur. Sistemi konvansiyonel sistemlerden farklı kılan en belirgin özelliği belirlenen basınçlar incelendiğinde yaklaşık 10 kat daha fazla basınç mertebelerinde çalışmasıdır. Bunun sebebi R744 soğutkanının çalışma parametrelerinden kaynaklanan farklılıklardır.

7.2. Yeni Soğutma Ünitesi İçin Yapılan Hesaplamalar

7.2.1. Buharlaştırıcı Isı Değiştirgeci Hesabı

Otobüs için belirlenen ısı yükünü karşılayacak buharlaştırıcı ısı değiştirgeci tasarımı gerçekleştirilirken kullanılan hesap yöntemindeki veriler Tablo 7 de birimleri ile verilmiştir.

Notasyonu 25 / 22 / 10 – 6R – 6T – XA – 2,8PA – 3 Devre – Cu / Al / AlMg3 olarak verilen buharlaştırıcı ısı değiştirgecinin öncelikle uzunluğu 1 m olarak düşünülüp hesaplar yapılacak ve bulunan kapasite ile istenilen buharlaştırıcı ısı değiştirgeci kapasitesinin oranlanmasından X ile belirtilen ısı değiştirgeci uzunluğu hesaplanacaktır. Hesaplamalarda boru başına düşen bir kanat için, kanat genişliği 152 mm / 7 = 21,72 mm ve kanat yüksekliği 132 mm / 7 = 18,86 mm olarak belirlenir.



Şekil 17. R744 Soğutkanlı Sistemin Optimum Çalışma Bölgesi [24]

Tablo 7. R744 Isı Değiştirgeçleri Hesabında Kullanılan Simgeler [26]

A	Yüzey alanı (m ²)
B	Isı değiştirici yüksekliği (m)
E	Yüzde hata miktarı (-)
F	Logaritmik sıcaklık farkı düzeltme faktörü (-)
G _m	Kütle akışı (kg m ⁻² s ⁻¹)
H	Hava tarafı entalpisi (kJ/kg)
L	Akış uzunluğu (m)
M	Kütle akış debisi (kgs ⁻¹)
N	Boru sıra sayısı (adet)
Nu	Nusselt sayısı (-)
Pr	Prandtl sayısı (-)
Q	Isı transfer akışı (W)
Re	Reynolds sayısı (-)
T	Sıcaklık (°C)
ΔT	Logaritmik sıcaklık farkı (°C)
U	Ortalama ısı transfer katsayısı (Wm ⁻² °C ⁻¹)
V	Hız (ms ⁻¹)
c _p	Özgül ısı (kJkg ⁻¹ °C ⁻¹)
d	Çap (m)
h	Isı transfer katsayısı (Wm ⁻² °C ⁻¹)
j	Colburn faktörü (-)
k	Isıl iletkenlik katsayısı (Wm ⁻¹ °C ⁻¹)
m	Reynolds sayısı bileşeni (-)
n	Akış başına düşen boru sayısı
s _f	Fin yoğunluğu (m ⁻¹)
s	Fin boşluğu (m)
s ₁	Enlemesine borular arası uzaklık (m)
s ₂	Boylamasına borular arası uzaklık (m)
t	Fin kalınlığı (m)
t _c	Boru et kalınlığı (m)
Δ	Fark
ε	Isı değiştirici kanat faktörü (-)
η	Verim
μ	Dinamik viskozite (kgm ⁻¹ s ⁻¹)
ρ	Yoğunluk (kgm ⁻³)
b	Ana çoğunluk
e	Çıkış
f	Kanat
fr	Cephe
h	Hidrolik
i	İç kısım
in	Giriş
min	Minimum
o	Dış kısım
to	Boru çıkışı

7.2.2. Buharlaştırıcı Isı Değiştirgeci İçin Hava Tarafı Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması

Hava tarafı taşınım katsayısı aşağıda verilen Colburn faktörüne bağlı olan eşitlik ile belirlenir. (Kayansayan,1992)

$$j = \frac{h_o}{\rho c_p U_m} = 0.15 \times Re^{-0.28} \epsilon^{-0.362}$$

Burada Re değerinin aralığı $500 < Re < 30000$ olmalıdır. Bu ifade hesaplanırken aşağıda verilen hesaplamalar sırasıyla gerçekleştirilmelidir.

$$\begin{aligned}d_o &= d_{t0} + 2 \times t_c = 10,020 \text{ mm} + 2 \times 0,68 \text{ mm} = 11,38 \text{ mm} = 11,38 \times 10^{-3} \text{ m} \\s_1 &= 25,4 \text{ mm}, \quad s_2 = 22 \text{ mm} \quad s_f = \frac{10}{0,0254} = 393,7 \text{ adet/m} \\t_f &= 0,12 \text{ mm (Ek 4)} \\t_{sf} &= t_f \times s_f = 0,12 \times 393,7 \times 10^{-3} = 0,047244 \text{ mm}\end{aligned}$$

Havanın özelliklerini belirlemede film sıcaklığı olan $(35^\circ\text{C} + 25^\circ\text{C}) / 2 = 30^\circ\text{C}$ kullanılır. Belirlenen sıcaklık değerine karşılık gelen yoğunluk ve özgül ısı değerleri ise aşağıda verildiği gibidir [27]

$$\rho_{hava} = 1,1614 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{p \text{ air}} = 1007 \text{ J/kgK}$$

$$\sigma = \left(1 - \frac{d_o}{s_1}\right) (1 - t_{sf}) = \left(1 - \frac{11,38 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}}\right) (1 - 0,047244 \text{ mm}) = 0,525 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}A_{min} &= n \times (s_1 - d_o) (1 - t_{sf}) = 6 \times (25,4 \text{ mm} \times 10^{-3} - 11,38 \text{ mm} \times 10^{-3}) \times (1 - 0,047244 \text{ mm}) \\&= 0,0801 \text{ m}^2/\text{m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\varepsilon &= 1 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1\right) \left(1 - \frac{d_o}{s_1}\right) \left(\frac{d_o s_f}{2\sigma}\right) \\&= 1 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{11,38 \text{ mm}} \cdot \frac{22 \text{ mm}}{11,38 \text{ mm}} - 1\right) \left(1 - \frac{11,38 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}}\right) \left(\frac{11,38 \text{ mm} \times 0,001 \times 393,7 \text{ adet/m}}{2 \times 0,525}\right) \\&= 10,24\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}A_o &= N n \pi d_o \left[(1 - t_{sf}) + \frac{d_o}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1\right) s_f \right] \\&= 6 \times 6 \times \pi \times 11,38 \text{ mm} \times 10^{-3} \left[(1 - 0,047244 \text{ mm}) + \frac{11,38 \text{ mm} \times 10^{-3}}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{11,38 \text{ mm}} \cdot \frac{22 \text{ mm}}{11,38 \text{ mm}} - 1\right) 393,7 \text{ adet/m} \right] \\&= 14,65 \text{ m}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}A_i &= N n \pi d_i \left[(1 - t_{sf}) + \frac{d_i}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_i} \cdot \frac{s_2}{d_i} - 1\right) s_f \right] \\&= 6 \times 6 \times \pi \times 10,020 \text{ mm} \times 10^{-3} \left[(1 - 0,047244 \text{ mm}) + \frac{10,020 \text{ mm} \times 10^{-3}}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{10,02 \text{ mm}} \cdot \frac{22 \text{ mm}}{10,02 \text{ mm}} - 1\right) 393,7 \text{ adet/m} \right] \\&= 14,63 \text{ m}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}A_f &= N n \frac{\pi d_o^2}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1\right) s_f \\&= \frac{6 \times 6 \times \pi \times (11,38 \text{ mm} \times 10^{-3})^2}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{11,38 \text{ mm}} \cdot \frac{22 \text{ mm}}{11,38 \text{ mm}} - 1\right) 393,7 \text{ adet/m} \\&= 12,954 \text{ m}^2\end{aligned}$$

Re sayısı aşağıda verilen eşitlikle hesaplanır.

$$Re = \frac{G_M \cdot d_o}{\mu_b}$$

Havanın buharlaştırıcıya giriş ve çıkış sıcaklığının aritmetik ortalamasına denk gelen dinamik viskozite değeri okunur.

$$T = \frac{35 + 15}{2} = 25^\circ\text{C} \text{ için, } \mu_b = 1,84 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

İlgili değerlerin belirlenmesinin ardından kütle akısının hesaplanmasına geçilir ve aşağıda verilen eşitlik kullanılır.

$$G_M = \frac{\rho \dot{V}}{A_{\min}}$$

Araç için buharlaştırıcı üzerinden akması öngörülen hava debisi, $\dot{V} = 6000 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirlenir.

$$G_M = \frac{1.1614 \times \frac{6000}{3600}}{0.0801} = \frac{24.16 \text{ kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$Re = \frac{24.16 \times 11.38 \times 10^{-3}}{1.84 \times 10^{-5}} = 14945.91 \text{ olarak belirlenir.}$$

Bu değer $500 < Re < 30000$ aralığında olduğu için belirtilen hesap yöntemi kullanılabilir. Bu durumda ilgili eşitliğin tek bilinmeyi hava hızıdır ve aşağıda verilen eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$U = \frac{\dot{V}}{A_{\min}} = \frac{\frac{6000}{3600}}{0.0801} = 20.807 \text{ m / s}$$

Yukarıda verilen veriler kullanılarak hava tarafı taşınım ısı transfer katsayısı belirlenir.

$$\frac{h_o}{\rho c_p U_{\infty}} = 0.15 \times Re^{-0.28} \varepsilon^{-0.362}$$

$$h_o = 1.1614 \text{ kg/m}^3 \times 1007 \text{ J/kgK} \times 20.807 \text{ m/s} \times 0.15 \times 14945^{-0.28} \times 10.24^{-0.362} \\ = 106,59 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

olarak hesaplanır.

Kanat Veriminin Hesaplanması

Kullanılan buharlaştırıcı ısı değiştirgecinde dairesel boru dikdörtgen kanat uygulaması mevcuttur. Dikdörtgen kanat dairesel kanada dönüştürülüp ardından Şekil 18 'den kanat verimi hesaplanacaktır. Dikdörtgen kanadın dairesel kanada dönüştürülmesi için ise aşağıda verilen adımların uygulanması gerekmektedir.

Dairesel kanadın dış yarıçapı aşağıda verilen formüle göre belirlenir (x,y ifadeleri sırasıyla kanat yüksekliği ve genişliğidir):

$$r_2 = \sqrt{xy/\pi} \quad (\text{Şekil 7.3})$$

$$= \sqrt{18,86 \text{ mm} \times 21,72 \text{ mm}/\pi} = 11,42 \text{ mm} \text{ (Ek 4)}$$

$$L = r_2 - r_1 \quad (\text{Şekil 7.3})$$

$$= 11,42 \text{ mm} - 5,1 \text{ mm} = 6,32 \text{ mm} \text{ (Ek 4)}$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t_f}{2} \quad (\text{Şekil 7.3})$$

$$= 11,42 \text{ mm} + \frac{0,12 \text{ mm}}{2} = 11,48 \text{ mm} \text{ (Ek 4)}$$

$$L_c = L + \frac{t_f}{2} \quad (\text{Şekil 7.3})$$

$$= 6,32 \text{ mm} + \frac{0,12 \text{ mm}}{2} = 6,38 \text{ mm} \text{ (Ek 4)}$$

$$A_p = L_c t_f \quad (\text{Şekil 18})$$

$$= 6,38 \text{ mm} \times 0,12 \text{ mm} = 0,76 \text{ mm}^2$$

$$r_{2c}/r_1 = 11,48 \text{ mm} / 5,1 \text{ mm} = 2,25$$

olarak belirlenir. Bu değer kanat veriminin belirlenmesi için kullanılan iki değerden birisidir.

$$k_f = 237 \text{ W/mK}$$

değeri kanatçık malzemesi saf alüminyum için ele alınır.

$$L_c^{1.5} (h/kA_p)^{0.5}$$

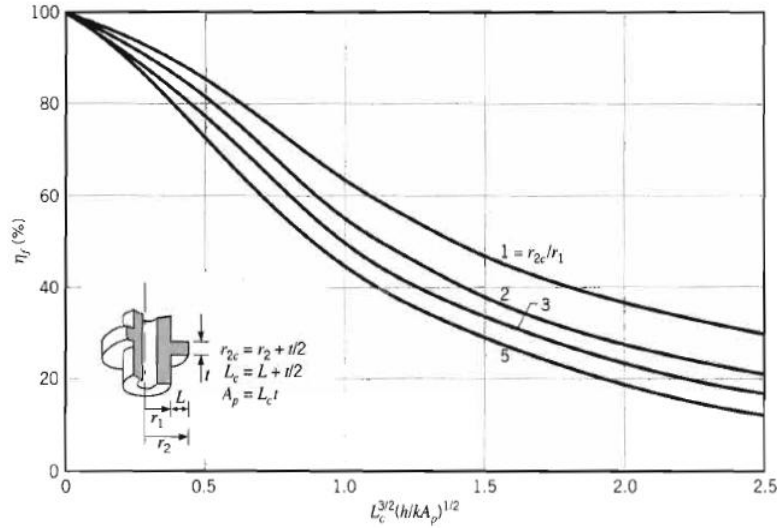
(Şekil 18)

ifadesi kanat verimini belirlemede kullanılan diğer ifadedir.

$$= (6,38 \times 10^{-3})^{1.5} [76,84 / (237 \times 0,76 \times 10^{-6})]^{0.5} = 0,332$$

olarak belirlenir.

Hesaplanan r_{2c}/r_1 ve $L_c^{1.5} (h/kA_p)^{0.5}$ ifadeleri Şekil 18 de yerine konulduğunda kanat verimi %82 olarak elde edilir.



Şekil 18. Dikdörtgen Profilli Dairesel Kanatların Verimi [27]

Toplam Yüzey Veriminin Hesaplanması

Toplam yüzey verimi aşağıda verilen eşitliğe göre hesaplanır [26].

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f)$$

Yukarıda hesaplanan değerler ilgili eşitlikte kullanıldığında,

$$\eta_0 = 1 - \frac{12,954}{14,65} (1 - 0,82) = 0,84$$

olarak hesaplanır.

Buharlaştırıcının Toplam Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması

Buharlaştırıcı ısı değiştiricisinin toplam ısı transfer katsayısı hesaplanırken öncelikle toplam ısı direnç aşağıda verilen eşitlikle hesaplanır [28]

$$R_{tot} = \frac{1}{\eta_o A_o h_o} + \frac{K_{fi}}{A_i} + R_w + \frac{K_{fo}}{\eta_o A_o}$$

Boruların iç yüzeyindeki kirlilik faktörü $R_{fi} = 0.000352 \text{ m}^2\text{K} / \text{W}$ olarak alınır.

Kanatlar arasındaki kirlilik faktörü $R_{fo} = 0.000176 \text{ m}^2\text{K} / \text{W}$ olarak alınır.

Boru duvarlarının ısıl direncinin hesaplanmasında dairesel borular için kullanılan aşağıda verilen eşitlik kullanılır.

$R_w = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi Lk}$ (r_o , r_i ve L değerleri sırasıyla kullanılan boruların dış yarıçapı, iç yarıçapı ve uzunluk değerleridir).

Eşitlikte yer alan k değeri bakır malzeme için 390 W/mK olarak ele alınır.

$$= \frac{\ln(11.38 \text{ mm}/10.020 \text{ mm})}{2\pi \times 1 \text{ m} \times 390 \text{ W/mK}} = \frac{0.127}{2450} = 5,18 \times 10^{-5} \text{ W/K}$$

Yukarıda hesaplanan değerlerin kullanılmasıyla buharlaştırıcının termal direnci aşağıda verilen eşitlikle belirlenir.

$$R_{tot} = \frac{1}{\eta_o A_o h_o} + \frac{K_{fi}}{A_i} + R_w + \frac{K_{fo}}{\eta_o A_o}$$

$$R_{tot} = \frac{1}{0,84 \times 14,65 \text{ m}^2 \times 106,59 \text{ W/m}^2\text{K}} + \frac{0,000352 \text{ m}^2\text{K} / \text{W}}{14,63 \text{ m}^2} + 5,18 \times 10^{-5} \text{ K} / \text{W} + \frac{0,000176 \text{ m}^2\text{K} / \text{W}}{0,84 \times 14,65 \text{ m}^2}$$

$$R_{tot} = 7,62 \times 10^{-4} \text{ K/W} + 2,4 \times 10^{-5} \text{ K/W} + 5,18 \times 10^{-5} \text{ K/W} + 1,43 \times 10^{-5} \text{ K/W}$$

$$R_{tot} = 85,21 \times 10^{-5} \text{ K/W}$$

olarak belirlenir.

Buharlaştırıcının toplam ısı transferi katsayısı ise aşağıda verilen eşitlikten hesaplanır.

$$UA = \frac{1}{R_{tot}} = 1173,57 \text{ W/K}$$

olarak elde edilir.

Bir Metrelik Buharlaştırıcı Gücünün Belirlenmesi

Logaritmik Sıcaklık Farkının Hesaplanması

Logaritmik sıcaklık farkı aşağıda verilen formüle göre hesaplanmaktadır. Burada sıcaklık değerini belirlemek için kullanılan değerler sıcak ve soğuk akışkanın ısı değiştirgecine girdiği ve çıktığı değerlerdir.

$$\Delta T_{lm} = (dt_o - dt_i) / \ln(dt_o / dt_i)$$

Yukarıda verilen formülde yer alan terimlerin karşılığı aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$dt_o = t_{po} - t_{so} \text{ (Sıcak ve soğuk akışkanın çıkış sıcaklıkları farkı)}$$

$$dt_i = t_{pi} - t_{si} \text{ (Sıcak ve soğuk akışkanın giriş sıcaklıkları farkı)}$$

ΔT_{im} değeri Ek 4'ten 9,601 K olarak alınır.

Cihazda Kullanılacak Buharlaştırıcı Gücünün Hesaplanması

Buharlaştırıcı gücü aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$Q_{buharlaştırıcı} = UA\Delta T_{im}F \quad [28]$$

Bu formüldeki F değeri logaritmik sıcaklık farkı düzeltme faktörüdür. Değeri 0.98 olarak elde edilir.

Yukarıda hesaplanan değerler eşitlikte yerine konulduğunda buharlaştırıcı ısı değiştirgeci gücü 1 m uzunluk için hesaplanır.

$$Q_{buharlaştırıcı} = 1173,57 \text{ W/K} \times 9.601 \text{ K} \times 0.98 = 11042 \text{ W} = 11.042 \text{ kW} \text{ olarak belirlenir.}$$

Cihazda Kullanılacak Buharlaştırıcı Isı Değiştirgeci Boyunun Hesaplanması

Sistemde kullanılması gereken buharlaştırıcı ısı değiştirgeci gücünün, yukarıda hesaplanan 1 m boyundaki ısı değiştirgecinin gücüne oranından gerekli kapasiteyi verebilen ısı değiştirgeci boyu belirlenir.

$$L_{buharlaştırıcı} = \frac{Q_{buharlaştırıcı}}{Q_{hesaplanan}} = \frac{19}{11.042} = 1.7 \text{ m} \text{ olması gerekmektedir.}$$

7.2.3. Buharlaştırıcı Fanı Hesabı

Buharlaştırıcı fanının görevi havanın bakır boru – alüminyum kanatçıktan meydana gelen ısı değiştirgecinin ısı transfer yüzey alanından geçirilerek soğutkanla ısı transferini sağlamaktır. Buharlaştırıcıdaki amaç havanın soğutulmasıdır. Bu sayede otobüs iç ortamından çekilen hava klimatize edilerek tekrar iç ortama verilir.

Fan özelliklerini belirlerken dikkat edilecek iki nokta gerekli fan debisi ve mümkün olduğu kadar az akım çeken fan seçimidir. Fan debisi belirlenirken dikkat edilecek iki husus vardır. Bunlardan ilki havanın ısı değiştirgecine giriş - çıkış sıcaklıklarına bağlı belirlenen hava debisi ve ikincisi standartlarda ve çeşitli şartnamelerde insan konforu için sağlanması gereken taze hava oranına bağlı belirlenen hava debisidir.

Sıcaklık Farkı Baz Alınarak Gerçekleştirilen Hesap

Buharlaştırıcı fanının amacı iç ortamın soğutulması olduğundan ötürü soğutma yükü ile belirlenen buharlaştırıcı ısı değiştirgecinden geçirdiği havayı, havanın entalpi değişimini karşılayacak miktarda sağlamalıdır. Aşağıda verilen açık sistemlere ait eşitlik ile bu değer belirlenebilir. Eşitlikte yer alan $Q_{buharlaştırıcı}$, \dot{m} , h_2 ve h_1 ifadeleri sırasıyla buharlaştırıcı ısı değiştirgeci kapasitesini, havanın kütleli debisini, dış ortam ve iç ortam havasının entalpi değerlerini ifade eder.

$$Q_{buharlaştırıcı} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad [27]$$

$$Q_{buharlaştırıcı} = \rho \dot{V}(h_2 - h_1)$$

$$19 \text{ kW} = 1.1614 \text{ kg/m}^3 \cdot \dot{V} \text{ m}^3/\text{h} \cdot (308 \text{ K} - 298 \text{ K})$$

$$\dot{V} = 1.63 \text{ m}^3/\text{s} = 5889.44 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olarak belirlenir.}$$

7.2.4. Kişi Sayısı (Taze Hava Miktarı) Baz Alınarak Gerçekleştirilen Hesap

Buharlaştırıcı fanı soğutulacak hacme havanın verilmesini sağlamakla birlikte, yolcuların konforlu

yolculuk gerçekleştirebilmesi için ayrıca taze havanın içeriye verilmesini gerçekleştirir. İç ortama verilmesi gereken hava debisi cihaz soğutma modunda iken $8 \text{ m}^3 / \text{h}$ değerinde olmalıdır. (EN 14750, 2006). Aşağıda verilen eşitlik ile gerekli olan buharlaştırıcı fanının sağladığı hava debisi miktarı hesaplanabilir. Eşitlikte yer alan $\dot{V}_{\text{buharlaştırıcı,taze}}$, N ve 8 ifadeleri sırasıyla buharlaştırıcı taze hava debisi, otobüs iç ortamındaki yolcu sayısı ve buharlaştırıcı fanının sağlaması gereken kişi başına taze hava debisine karşılık gelir.

$$\dot{V}_{\text{buharlaştırıcı,taze}} = N * 8 = 97 * 8 \text{ m}^3/\text{h} = 776 \text{ m}^3/\text{h}$$

olarak belirlenir.

Buharlaştırıcı fanının sağladığı taze hava debisinin toplam hava debisine oranı ise %30 ile %100 arasında olmalıdır [29]. Buharlaştırıcı fanının vermesi gereken üst değer %30 değeri ele alındığında gerçekleştirilenden ötürü aşağıda verilen eşitlik kullanılır.

$$\dot{V}_{\text{buharlaştırıcı}} = \dot{V}_{\text{buharlaştırıcı,taze}} * \frac{100}{30} = 776 * 3.33 = 2584 \text{ m}^3/\text{h}$$

olarak belirlenir.

Yukarıda bulunan iki değer mukayese edildiğinde buharlaştırıcı fanının en az $5889.44.47 \text{ m}^3/\text{h}$ debiyi sağlaması gerektiği ortaya çıkar. Ayrıca üfleme kayıpları, ısı değiştirgecinin belli bölgelerindeki basınç farklılıkları ve sıcaklık değişimleri ele alındığında hata payıyla birlikte fan debisi yeni soğutma sisteminde iki adet kullanılacak olan buharlaştırıcı ısı değiştirgeci için $6000 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak seçilmelidir.

Ayrıca fanların mümkün olduğu kadar az akım çekerek çalışması gerektiği noktasında uyulması gereken direktifler mevcuttur. Fan motorlarının seçimi uygulama yerine bağlı olarak external (dışsal) rotorlu ve interial (içsel) rotorlu olabilmektedir. Buharlaştırıcı fanlarının tipi R744 soğutkanlı yeni soğutma ünitesinde içsel rotorlu seçilmiştir. Bu iki rotor tipine göre Avrupa Direktifi mevcuttur. Bunlardan ilki 2009/640/EC standardı olup interial rotorlu elektrik motorları için geçerlidir. Diğerisi ise 2011/327/EC direktifi olup external rotorlu elektrik motorları için geçerlidir [30]. Fan seçimi gerçekleştirilirken ilgili direktife uyumluluk göz önünde bulundurulmalıdır.

7.2.5. Kompresör Hesabı

Çalışma parametreleri belirlenmiş çevrim ele alındığında uygun kompresör seçimi kriterleri aşağıda belirlenmiştir;

- Soğutma kapasitesi: 38 kW
- Buharlaşma sıcaklığı: 7.5°C
- Yoğunlaşma sıcaklığı: 50°C

Kompresör kapasite için belirlenmesi gereken ilk değer soğutkana ait kütleli debidir. İlgili değer bulunurken buharlaştırıcının Şekil 17 de verilen termodinamik grafiğindeki yerinden hareket edilir. Kapasitesi ve giriş-çıkış parametreleri belli olan buharlaştırıcıdan geçen soğutkan debisi aşağıda verilen eşitlik ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{\text{buharlaştırıcı}} = \dot{m}_{\text{soğutkan}} (h_{\text{çıkış}} - h_{\text{giriş}}) \quad [27]$$

$$38 \text{ kW} = \dot{m}_{\text{soğutkan}} (425.35 \text{ kJ/kg} - 285 \text{ kJ/kg})$$

$h_{\text{çıkış}}$ değeri 7.5°C doyma sıcaklığındaki buharın entalpisinden elde edilmiştir.

$h_{\text{giriş}}$ değeri ise Şekil 16 dan elde edilen optimum çevrim performansı için iç ısı değiştirgeci çıkış sıcaklığı bir başka ifadeyle genleşme vanası giriş sıcaklığının dış ortama eşit alınmasıyla sağlanacağından ötürü [25] 35°C sıcaklık değerine karşılık gelen entalpi değeri ele alınmıştır (Şekil 17).

$$\dot{m}_{\text{soğutkan}} = 0.27 \text{ kg/s}$$

olarak belirlenir.

Gerekli olan kompresör gücü ise aşağıda verilen eşitlik kullanılarak belirlenir.

$$W_{\text{kompresör}} = \dot{m}_{\text{soğutkan}} (h_{\text{çıkış}} - h_{\text{giriş}}) \quad [27]$$

$h_{\text{giriş}}$ değeri aynı zamanda iç ısı değiştirgecinin çıkışı olduğundan ötürü 13°C sıcaklık farkı kullanılarak belirlenmiştir. (Şekil 17). $h_{\text{çıkış}}$ değeri ise kompresörün isentropik olduğu varsayılarak 108 bar basınca karşılık gelen değerin belirlenmesiyle hesaplanmıştır.

$$W_{\text{kompresör}} = 0.27 \text{ kg/s} (552 \text{ kJ/kg} - 492.35 \text{ kJ/kg})$$

$$W_{\text{kompresör}} = 16.1 \text{ kW}$$

olarak belirlenir.

7.2.6. Gaz Soğutucu Isı Değiştirgeci Hesabı

Yeni soğutma ünitesinin gerek duyduğu gaz soğurucu kapasitesini karşılayacak şekilde ısı değiştirgeci tasarımı gerçekleştirilirken kullanılan hesap yöntemindeki veriler Çizelge 7.2 de birimleri ile verilmiştir. Gaz soğurucu ısı değiştirgecine ait notasyon $25 / 22 / 8 - 3R - 20T - XA - 2,3 PA - 6 C - Cu / Al / 0$ şeklindedir. İlgili notasyon kullanılarak ısı değiştirgeci uzunluğu ilk başta 1 m alınarak hesap gerçekleştirilir. Gaz soğurucu ısı değiştirgeci kapasitesi soğutma ünitesinin soğutma yükü ile kompresör gücünün toplamına eşit olmalıdır. Bu durumda bulunan güç değerinin 1m uzunluğundaki gaz soğurucu ısı değiştirgeci kapasitesine oranlanmasından X ile belirtilen ısı değiştirgeci uzunluğu hesaplanır. Hesaplamalarda boru başına düşen bir kanat için, kanat genişliği $66 \text{ mm} / 4 = 16,5 \text{ mm}$ ve kanat yüksekliği $508 \text{ mm} / 7 = 21 \text{ mm}$ olarak belirlenir.

Sistemin gerek duyduğu gaz soğurucu kapasitesi aşağıda verilen eşitlikten yararlanılarak hesaplanır.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{gaz soğurucu}} &= \dot{Q}_{\text{buharlaştırıcı}} + \dot{Q}_{\text{kompresör}} \\ &= 38 \text{ kW} + 16.1 \text{ kW} = 54.1 \text{ kW} \end{aligned}$$

Isı Değiştirgeci İçin Hava Tarafı Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması

Hava tarafı taşınım katsayısı aşağıda verilen Colburn faktörüne bağlı olan eşitlik ile belirlenir. [26]

$$j = \frac{h_o}{\rho c_p U_m} = 0.15 \times Re^{-0.29} \epsilon^{-0.362}$$

Burada Re değerinin aralığı $500 < Re < 30000$ olmalıdır. [26]

Bu ifade hesaplanırken aşağıda belirtilen hesaplamalar sırasıyla gerçekleştirilmelidir.

$$d_o = d_{t_o} + 2 \times t_c = 8,38 \text{ mm} + 2 * 0.55 \text{ mm} = 9,48 \text{ mm} = 9,48 \times 10^{-3} \text{ m} \quad [26]$$

$$s_1 = 25.4 \text{ mm}, s_2 = 22 \text{ mm}$$

$$s_f = \frac{8}{0.0254} = 314,96 \text{ adet/m} \quad [26]$$

$$t_f = 0.1 \text{ mm}$$

$$t_{sf} = t_f \times s_f = 0.1 \times 314,96 \times 10^{-3} = 0.0314 \text{ mm} \quad [26]$$

Havanın özelliklerini belirlemede film sıcaklığı olan $(35^{\circ}\text{C} + 50^{\circ}\text{C}) / 2 = 42,5^{\circ}\text{C} = 315,5\text{ K}$ değeri kullanılır. Yapılan interpolasyon hesabı sonucunda aşağıda verilen değerler elde edilir.

$$\rho_{hava} = 1.109\text{ kg/m}^3 [27]$$

$$c_{p\ hava} = 1008\text{ J/kgK} [27]$$

$$\begin{aligned} \sigma &= \left(1 - \frac{d_o}{s_1}\right) (1 - t_{sf}) [26] \\ &= \left(1 - \frac{9,84\text{ mm}}{25,4\text{ mm}}\right) (1 - 0,0314) = 0,607 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{min} &= n \times (s_1 - d_o) (1 - t_{sf}) [26] \\ &= 20 \times (25,4\text{ mm} \times 10^{-3} - 9,8\text{ mm} \times 10^{-3}) \times (1 - 0,1\text{ m}) \\ &= 0,286\text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 1 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1\right) \left(1 - \frac{d_o}{s_1}\right) \left(\frac{d_o s_f}{2\sigma}\right) [26] \\ &= 1 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4\text{ mm}}{9,48\text{ mm}} \cdot \frac{22\text{ mm}}{9,48\text{ mm}} - 1\right) \left(1 - \frac{9,48\text{ mm}}{22\text{ mm}}\right) \left(\frac{9,48\text{ mm} \times 0,001 \times 314,96\text{ adet/m}}{2 \times 0,607}\right) \\ &= 10,68 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_o &= N n \pi d_o \left[(1 - t_{sf}) + \frac{d_o}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1\right) s_f \right] [26] \\ &= 3 \times 20 \times \pi \times 9,48\text{ mm} \times 10^{-3} \left[(1 - 0,0314) + \frac{9,48\text{ mm} \times 10^{-3}}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4\text{ mm}}{9,48\text{ mm}} \cdot \frac{22\text{ mm}}{9,48\text{ mm}} - 1\right) 314,96\text{ adet/m} \right] \\ &= 20,1\text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_i &= N n \pi d_i \left[(1 - t_{sf}) + \frac{d_i}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_i} \cdot \frac{s_2}{d_i} - 1\right) s_f \right] [26] \\ &= 3 \times 20 \times \pi \times 8,38\text{ mm} \times 10^{-3} \left[(1 - 0,0314) + \frac{8,38\text{ mm} \times 10^{-3}}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4\text{ mm}}{8,38\text{ mm}} \cdot \frac{22\text{ mm}}{8,38\text{ mm}} - 1\right) 314,96\text{ adet/m} \right] \\ &= 20,055\text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_f &= N n \frac{\pi d_o^2}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1\right) s_f [26] \\ &= \frac{3 \times 20 \times \pi \times (9,48\text{ mm} \times 10^{-3})^2}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4\text{ mm}}{9,48\text{ mm}} \cdot \frac{22\text{ mm}}{9,48\text{ mm}} - 1\right) 314,96\text{ adet/m} \\ &= 18,39\text{ m}^2 \end{aligned}$$

Re Sayısının Hesaplanması

Re sayısı aşağıda verilen eşitlikle hesaplanır.

$$Re = \frac{G_M \cdot d_o}{\mu_b} [26]$$

Havanın gaz soğurucuya giriş ve çıkış sıcaklığının aritmetik ortalamasına denk gelen dinamik viskozite değeri okunur.

$$T = \frac{35+50}{2} = 42,5^{\circ}\text{C için, } \mu_b = 1,74 \times 10^{-5}\text{ Ns/m}^2 [27]$$

İlgili değerlerin belirlenmesinin ardından kütle akısının hesaplanmasına geçilir ve aşağıda verilen eşitlik kullanılır.

$$G_M = \frac{\rho \dot{V}}{A_{min}} [26]$$

Araç için gaz soğurucu üzerinden akması öngörülen hava debisi $\dot{V} = 9400 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirlenir.

$$G_M = \frac{1.109 \times \frac{9400}{3600}}{0.286} = 10,124 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Re = \frac{10,124 \times 9,48 \times 10^{-3}}{1,74 \times 10^{-5}} = 5516$$

olarak belirlenir.

Bu değer $500 < Re < 30000$ aralığında olduğu için belirtilen hesap yönteminin kullanılması uygundur. Bu durumda ilgili eşitliğin tek bilinmeyi hava hızı aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$U = \frac{\dot{V}}{A_{min}} = \frac{9400}{3600 \times 0.286} = 9,129 \text{ m/s} \quad [27]$$

Yukarıda verilen veriler kullanılarak hava tarafı taşınım ısı transfer katsayısı belirlenir.

$$\frac{h_o}{\rho c_p U_a} = 0.15 \times Re^{-0.28} e^{-0.362} \quad [26]$$

$$h_o = 1.109 \text{ kg/m}^3 \times 1008 \text{ J/kgK} \times 9,129 \text{ m/s} \times 0.15 \times 5516^{-0.28} \times 10.68^{-0.362}$$

$$= 58,14 \text{ W/m}^2\text{K}$$

olarak hesaplanır.

Kanat Veriminin Hesaplanması

Kullanılan gaz soğurucuda dairesel boru dikdörtgen kanat uygulaması mevcuttur. Dikdörtgen kanat dairesel kanada dönüştürülüp sonra da Şekil 18 'den kanat verimi hesaplanacaktır. Dikdörtgen kanadın dairesel kanada dönüştürülmesi için ise aşağıdaki adımların uygulanması gerekmektedir.

Dairesel kanadın dış yarıçapı aşağıdaki formüle göre belirlenir;

$$r_2 = \sqrt{\frac{xy}{\pi}} \quad (\text{Şekil 18}) \quad x, y \text{ ifadeleri sırasıyla kanat yüksekliği ve genişliğidir.}$$

$$= \sqrt{\frac{24,2 \text{ mm} \times 16,5 \text{ mm}}{\pi}} = 11,27 \text{ mm}$$

$$L = r_2 - r_1 \quad (\text{Şekil 18})$$

$$= 11,27 \text{ mm} - 4,19 \text{ mm} = 7,08 \text{ mm}$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t_f}{2} \quad (\text{Şekil 7.3})$$

$$= 11,27 \text{ mm} + \frac{0,1 \text{ mm}}{2} = 11,32 \text{ mm}$$

$$L_c = L + \frac{t_f}{2} \quad (\text{Şekil 18})$$

$$= 7,08 \text{ mm} + \frac{0,1 \text{ mm}}{2} = 7,13 \text{ mm}$$

$$A_p = L_c t_f \quad (\text{Şekil 18})$$

$$= 7,13 \text{ mm} \times 0,1 \text{ mm} = 0,713 \text{ mm}^2$$

$$r_{2c}/r_1 = 11,32 \text{ mm}/4,19 \text{ mm} = 2,7$$

olarak belirlenir. Bu değer kanat veriminin belirlenmesi için kullanılan iki değerden birisidir.

$k_f = 237 \text{ W/mK}$ değeri kanatçık malzemesi saf alüminyum olan kanat için ele alınır. [27]

$L_c^{1.5} (h/kA_p)^{0.5}$ (Şekil 18) ifadesi kanat verimini belirlemede kullanılan diğer ifadedir.

$= (7,13 \times 10^{-3})^{1.5} [58,14 / (237 \times 0,713 \times 10^{-6})]^{0.5} = 0,353$ olarak belirlenir.

Hesaplanan r_{2c}/r_1 ve $L_c^{1.5} (h/kA_p)^{0.5}$ ifadeleri Şekil 7.3'te yerine konulduğunda kanat verimi %88 olarak

elde edilir.

Toplam Yüzey Veriminin Hesaplanması

Toplam yüzey verimi aşağıda verilen eşitliğe göre hesaplanır.

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_0} (1 - \eta_f) \quad [26]$$

Yukarıda hesaplanan değerler ilgili eşitlikte kullanıldığında,

$$\eta_0 = 1 - \frac{18,39}{20,1} (1 - 0,88) = 0,89$$

olarak hesaplanır.

Gaz Soğurucunun Toplam Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması

Gaz soğurucu ısı değiştiricisinin toplam ısı transfer katsayısı hesaplanırken öncelikle toplam ısı direnç aşağıda verilen eşitlikle hesaplanır.

$$R_{tot} = \frac{1}{\eta_0 A_0 h_0} + \frac{R_{fi}}{A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_0 A_0} \quad [28]$$

Boruların iç yüzeyindeki kirlilik faktörü;

$$R_{fi} = 0,000352 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W} \text{ olarak alınır. [28]}$$

Kanatlar arasındaki kirlilik faktörü;

$$R_{fo} = 0,000176 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W} \text{ olarak alınır. [28]}$$

Boru duvarlarının ısı direncinin hesaplanmasında dairesel borular için kullanılan aşağıdaki eşitlik kullanılır.

$$R_w = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi Lk} \quad [27]$$

r_o , r_i ve L değerleri sırasıyla kullanılan boruların dış yarıçapı, iç yarıçapı ve uzunluk değerleridir.

Eşitlikte yer alan k değeri R744 soğutkanı kullanan ünitelerde yüksek basınç tarafında yüksek bakır alaşım K65 kodunda demir içerikli borular kullanılmasından ötürü değeri 280 W/K olarak ele alınır. (Wieland)

$$= \frac{\ln(4,74 \text{ mm}/4,19 \text{ mm})}{2\pi \times 1 \text{ m} \times 280 \text{ W/mK}} = \frac{0,123}{1760} = 6,98 \times 10^{-5} \text{ W/K}$$

Yukarıda hesaplanan değerlerin kullanılmasıyla gaz soğutucunun termal direnci aşağıdaki eşitlikle belirlenir.

$$R_{tot} = \frac{1}{\eta_0 A_0 h_0} + \frac{R_{fi}}{A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_0 A_0} \quad [28]$$

$$R_{tot} = \frac{1}{0,89 \times 20,1 \text{ m}^2 \times 58,14 \text{ W/m}^2 \text{ K}} + \frac{0,000352 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W}}{20,055 \text{ m}^2} + 6,98 \times 10^{-5} \text{ K} / \text{W} + \frac{0,000176 \text{ m}^2 \text{ K} / \text{W}}{0,89 \times 20,1 \text{ m}^2}$$

$$R_{tot} = 9,6 \times 10^{-4} \text{ K/W} + 1,75 \times 10^{-5} \text{ K/W} + 6,98 \times 10^{-5} \text{ K/W} + 9,38 \times 10^{-6} \text{ K/W}$$

$$R_{tot} = 106,27 \times 10^{-5} \text{ K/W} \text{ olarak belirlenir.}$$

Gaz soğurucunun toplam ısı transferi katsayısı ise aşağıda verilen eşitlikten hesaplanır.

$$UA = \frac{1}{R_{tot}} = 941 \text{ W/K}$$

olarak elde edilir.

$$R_{fi} = 0.000352 \text{ olarak alınır. [28]}$$

Bir Metrelik Gaz Soğurucu Gücünün Belirlenmesi

Logaritmik Sıcaklık Farkının Hesaplanması

Logaritmik sıcaklık farkı aşağıdaki formüle göre hesaplanmaktadır.

$$\Delta T_{lm} = (dt_o - dt_i) / \ln(dt_o / dt_i)$$

Yukarıdaki formülde yer alan terimlerin karşılığı aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$dt_o = t_{p_o} - t_{s_o} \text{ (Sıcak ve soğuk akışkanın çıkış sıcaklıkları farkı) [28]}$$

$$dt_i = t_{p_i} - t_{s_i} \text{ (Sıcak ve soğuk akışkanın giriş sıcaklıkları farkı) [28]}$$

ΔT_{lm} değeri 18,76 K olarak alınır.

Cihazda Kullanılacak Gaz Soğurucu Gücünün Hesaplanması

Gaz soğurucu gücü aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$Q_{gaz \ soğurucu} = UA \Delta T_{lm} F \text{ [28]}$$

Bu formüldeki F değeri logaritmik sıcaklık farkı düzeltme faktörüdür. Değeri 0.98 olarak elde edilir. [28] Yukarıda hesaplanan değerler eşitlikte yerine konulduğunda gaz soğurucu ısı değiştirgeci gücü 1 m uzunluk için hesaplanır.

$$Q_{gaz \ soğurucu} = 941 \text{ W/K} \times 18,76 \text{ K} \times 0.98 = 17300 \text{ W} = 17,3 \text{ kW} \text{ olarak belirlenir.}$$

Cihazda Kullanılacak Gaz Soğurucu Isı Değiştirgeci Boyunun Hesaplanması

Sistemde kullanılması gereken gaz soğurucu ısı değiştirgeci gücünün, yukarıda hesaplanan 1 m boyundaki ısı değiştirgecinin gücüne oranından gerekli kapasiteyi verebilen ısı değiştirgeci boyu belirlenir.

$$L_{gaz \ soğurucu} = \frac{Q_{gaz \ soğurucu}}{Q_{hesaplanan}}$$

$$= \frac{54.1}{17,3} = 3.127 \text{ m}$$

olması gerekmektedir.

Yukarıda değeri bulunan ifade ile gerekli olan gaz soğurucu gücü oranlanarak gaz soğurucu ısı değiştirgecinin uzunluğu aşağıda verildiği gibi bulunur.

$$L_{gaz \ soğurucu} = \frac{46.2}{17,3} = 2,67 \text{ m}$$

7.2.7. Gaz Soğurucu Fanı Hesabı

Gaz soğurucu fanının görevi çevrimi tamamlama açısından soğutkanın yoğuşması sırasında dışarıya attığı ısıyı, ısı değiştirgecinin üzerinden hava geçirerek atmosfere atmaktır. Temel amaç soğutkanının ısını almak olduğundan havanın ısınması sağlanır. Fan özelliklerini belirlerken dikkat edilecek iki nokta gerekli fan debisi ve mümkün olduğu kadar az akım çeken fan seçimidir. Gaz soğurucudan geçirilen hava debisi belirlenirken dikkat edilecek tek husus havanın ısı değiştirgecine giriş-çıkış sıcaklıklarıdır. Aşağıda verilen açık sistemlere ait eşitlik ile bu değer belirlenebilir. Eşitlikte yer alan $Q_{gaz \ soğurucu}$, \dot{m} , h_2 ve h_1 ifadeleri sırasıyla yoğuşturucu ısı değiştirgeci kapasitesini, havanın kütleli debisini, ısı değiştirgecine giren ve çıkan havasının entalpi değerlerini ifade eder.

İç ortam ile herhangi bir etkileşimi olmadığından ötürü taze hava durumu hesaba katılmayacaktır.

$$Q_{gaz \ soğurucu} = \dot{m} (h_2 - h_1) \text{ [27]}$$

$$Q_{gaz \ soğurucu} = \rho \dot{V} (h_2 - h_1)$$

$$54.1 = 1.109 * \dot{V} * (323 \text{ K} - 308 \text{ K})$$

$\dot{V} = 3.252 \text{ m}^3/\text{s} = 11707.84 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirlenir.

Belirlenen değer kullanılacak olan gaz soğurucu fanının en az $11707.84 \text{ m}^3/\text{h}$ debiyi sağlaması gerektiğini belirtir. Bunun yanında üfleme kayıpları, ısı değiştirgecinin belli bölgelerindeki basınç farklılıkları ve sıcaklık değişimleri ele alındığında hata payıyla birlikte fan debisi gaz soğurucu ısı değiştirgeci için $12000 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak seçilebilir.

Ayrıca fanların mümkün olduğu kadar az akım çekerek çalışması gerektiği noktasında uyulması gereken direktifler mevcuttur. Fan motorlarının seçimi uygulama yerine bağlı olarak external (dışsal) rotorlu ve interial (içsel) rotorlu olabilmektedir. Gaz soğurucu fanlarının tipi R744 soğutkanlı yeni soğutma ünitesinde içsel rotorlu seçilmiştir. Bu iki rotor tipine göre Avrupa Direktifi mevcuttur. Bunlardan ilki (2009/640/EC) standardı olup interial rotorlu elektrik motorları için geçerlidir. Diğer ise (2011/327/EC) direktifi olup external rotorlu elektrik motorları için geçerlidir [30]Fan seçimi gerçekleştirilirken ilgili direktif göz önünde bulundurulmalıdır.

7.2.8. İç Isı Değiştiricisinin Hesabı

R744 soğutkanlı yeni soğutma ünitesinde yoğuşturucu yerine gaz soğurucu kullanılmasından ötürü genleşme vanasının basınç düşümü oranını küçültmek (daha az maliyet sağlamak) ve buharlaştırıcıdan çıkan kızgın buharın kızdırılarak kompresöre verilmesini sağlamak için iç ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Bu bileşenin kapasitesi belirlenirken gaz soğurucu kapasitesine bağlı olarak soğutkanın gaz soğurucu çıkış ya da iç ısı değiştiricisi giriş sıcaklığının yanında iç ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığının bilinmesi soğutkan debisi hesaplandığından ötürü yeterlidir. Aşağıda verilen eşitlikte yer alan $\dot{Q}_{\text{gaz soğurucu}}$, \dot{m} , h_2 ve h_3 ifadeleri sırasıyla yoğuşturucu ısı değiştirgeci kapasitesini, havanın kütleli debisini, ısı değiştirgecine giren ve çıkan havasının entalpi değerlerini ifade eder.

$$\dot{Q}_{\text{gaz soğurucu}} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad [27]$$

$$54.1 \text{ kW} = 0.27 \text{ kg/s} (552 \text{ kJ/kg} - h_3 \text{ kJ/kg})$$

$$h_4 = 352 \text{ kJ/kg} \text{ olarak iç ısı değiştirgeci giriş entalpi belirlenir.}$$

Bu değere karşılık gelen sıcaklık ise 48°C dir.

İç ısı değiştirici çıkış sıcaklığı ise dış ortam sıcaklığına eşit alındığında en yüksek verimle çalıştığı belirlenmiştir [25]. İç ortam sıcaklığı 35°C olduğundan ısı değiştirici kapasite hesabı aşağıda verilen eşitlik ile belirlenir.

$$\dot{Q}_{\text{iç ısı değiştirici}} = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad [27]$$

$$\dot{Q}_{\text{iç ısı değiştirici}} = 0.27 \text{ kg/s} (352 \text{ kJ/kg} - 285 \text{ kJ/kg})$$

= 18.09 kW olarak hesaplanır.

Sistemde ayrıca bir emiş hattı akümülatörü kompresöre sıvı girmesini önlemek için kullanılır. Son tasarımlarda Şekil 18 de verildiği gibi sistemin daha kompakt olmasını sağlama adına iç ısı değiştirgeci emiş hattı akümülatörünü ile birlikte kullanılacaktır.

7.2.9. Genleşme Vanası Hesabı

R744 soğutkanlı yeni soğutma ünitesinin geleneksel sistemlerden en büyük farklarından biri genleşme vanasıdır. Geleneksel sistemlerde soğutkan %100 sıvı fazında bulunmalıdır. R744 soğutkanlı sistemlerde ise soğutkan tek faz yerine yoğuşturucu sonrası buhar fazının tam olarak sıvılaşmamasından ötürü iki fazda bulunur. R744 soğutkanlı sistemler için bu sebeple elektronik genleşme vanaları geliştirilmiştir.

İç ısı değiştirici çıkışı ve buharlaştırıcı girişi ele alındığında Şekil 19 ile gösterilen ve özellikleri verilen genleşme vanasının kullanılması uygundur. Genleşme vanası elektronik tip olup adım motorlu aktüatörden ve genleşme vanası gövdesinden meydana gelir.



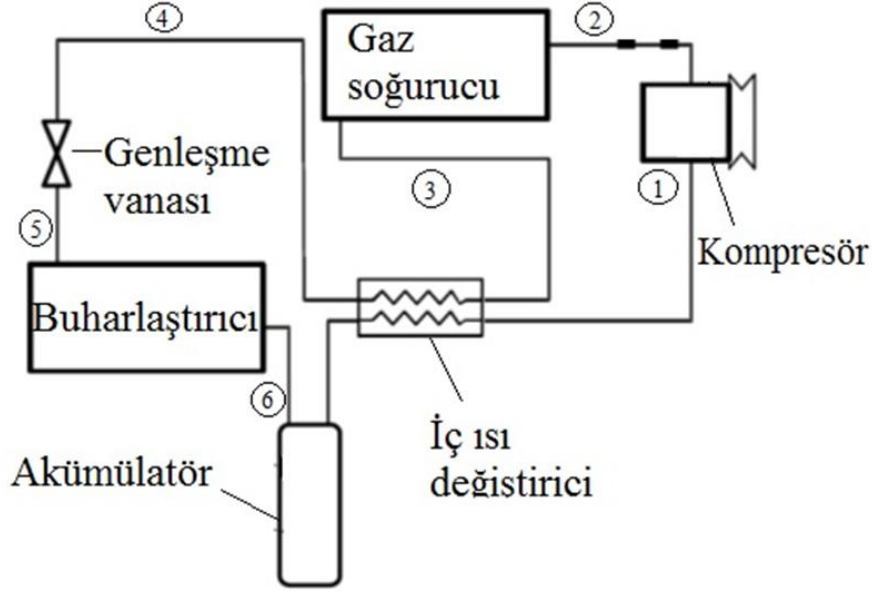
Şekil 19. R744 soğutkanlı genişleme vanası

Özellik	Değer
Tip	ICMETS 20A
Ağırlık[kg]	2.445
Kategori	Art. 3, par. 3
Bağlantı Standardı	EN 10220
Cv-Değeri [USgal/min]	0,70
Yönü	Hemen
EAN numarası	5702428237215
Akışkan Grubu	I
Giriş Bağlantı Ölçüsü [mm]	25
Giriş Bağlantı Tipi	Alın Kaynağı
Kv-Değeri [m ³ /h]	0,60
Maksimum Çalışma Basıncı [bar]	140
Çıkış Bağlantı Ölçüsü [mm]	25,0
Çıkış Bağlantı Tipi	Alın Kaynağı
Pakitleme Formatı	Basit Tip
Ürün Tanımlaması	Yüksek Basınç Genleşme Vanası Adım Motorlu
Soğutkan	R744
Çalışma Sıcaklığı [°C]	-60 /+ 120

7.2.10. Yeni Tasarlanan Üniteye Ait Termodinamik Grafiklerin Verilmesi

R744 soğutkanlı soğutma sisteminin temel bileşenlerinin yer aldığı çevrim Şekil 20 ile gösterilmiştir. Şekil 20'de verildiği gibi yüksek ve alçak basınç hatlarından meydana gelen soğutma çevriminin temel elemanları 1 ile 6 arasında numaralandırılmıştır. Soğutma sisteminin çalışma prensibi numaralandırılmış temel elemanlar içinde oluşturulan bir çevrim içinde gerçekleşir. Araç çalışmaya başladığı anda motordan kayış-kasnak mekanizmasıyla tahrik alan açık tip kompresör çalışmaya başlar ve R744 soğutkanını sıkıştırılıp bakır borulardan geçirilerek yoğunlaştırıcı ısı değiştirgeci girişine gönderilir. Isı değiştirgecine giren kızgın buhar bölgesindeki soğutkan ısı değiştirgecinden geçirilerek sıvı ve buhar fazının bir arada yer aldığı duruma dönüştürülür, bu esnada dışarıya ısı atımı gerçekleşir. İlgili ısı atımı fanlar tarafından dış ortamdan çekilip ısı değiştirgecinden geçirilen hava tarafından absorbe edilir ve sistemden uzaklaştırılır. Sıvı ve buhar fazının bir arada bulunduğu soğutkanın genişleme vanasına girmeden önce uğrayacağı bileşen iç ısı değiştirgecidir. Çevrim sırasında amaçlardan biri genişleme vanasındaki basınç düşümünün mümkün olduğunda az değere sahip olmasını sağlamaktır. İç ısı değiştirgeci sayesinde soğutkan doymuş sıvı eğrisine daha yakın bir bölgeye getirilerek buharlaştırıcı ısı değiştirgecine girmeden önce %100 sıvı fazına geçirilmesini kolaylaştırır. Genleşme vanasında soğutkanın üzerindeki basınç düşürülerek daha kolay buharlaşabilen akışkan durumuna getirilir. Bu sayede soğutkan buharlaştırıcı ısı değiştirgecine girdiği anda sıvı + gaz karışımındayken çıkışında %100 oranında gaz fazında olacak şekilde çıkar. Bu esnada soğutma gerçekleşir sebebi ise soğutkanın %100 oranında gaz fazına geçerken çekmesi gereken ısının buharlaştırıcı ısı değiştirgecinden geçirilen havadan alınmasıdır. Hava ise fanlar

yardımıyla iç ortamdaki ısıyı çeker ve bu sayede iç ortamdaki hava istenilen değere getirilmiş olur. Bu işlemin ardından soğutkanın tekrar kompresöre dönmesinden önce uğrayacağı bileşenler eğer buharlaştırılmayan sıvı fazı halen sistemde var ise onu tutacak olan akümülatör ve soğutkanın kompresöre girmeden önce %100 buhar fazının ısıtılarak kompresör sıkıştırmasına yardımcı olacak iç ısı değiştiricidir. Bu iki bileşenin ardından soğutkanın tekrar kompresöre girmesiyle çevrim tamamlanır.

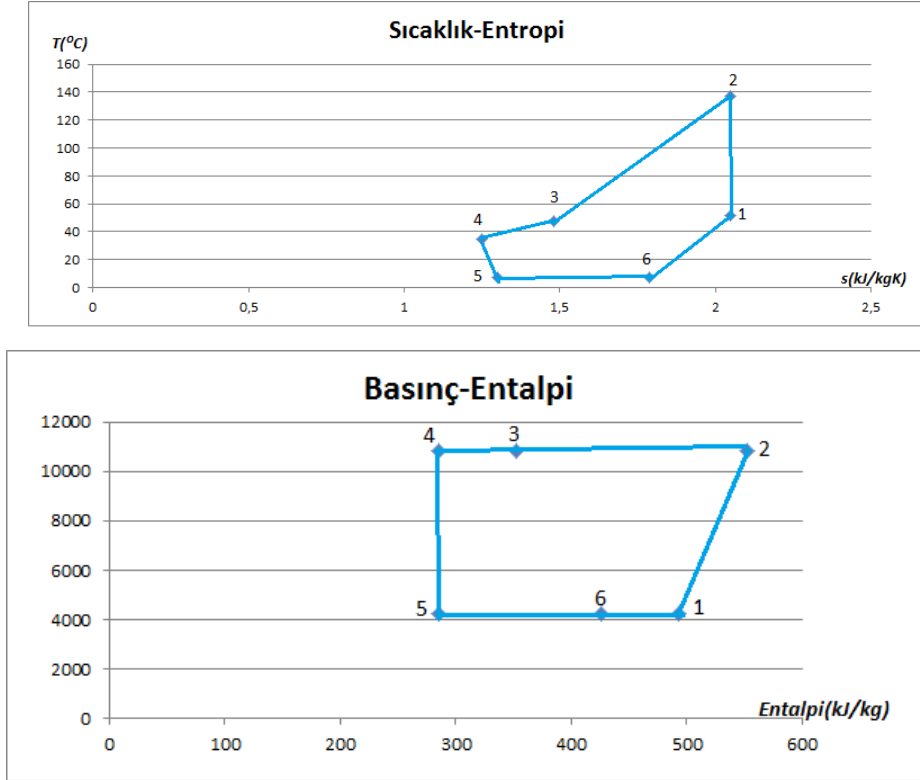


Şekil 20. Yeni tasarlanan sistem ana bileşenleri [31]

Şekil 20 ile verilen R744 soğutkanlı sisteme ait çalışma parametreleri ele alındığında Çizelge 7.2 de verilen termodinamik özellikler elde edilir. Yukarıdaki hesaplanan kapasite değerine sahip yeni nesil R744 soğutkanı kullanan sistem bileşenleri çalışma parametreleri Tablo 8 ile, sisteme ait P (basınç) – h (entalpi) ve T (sıcaklık) – s (entropi) grafikleri ise Şekil 21 ile verilmiştir.

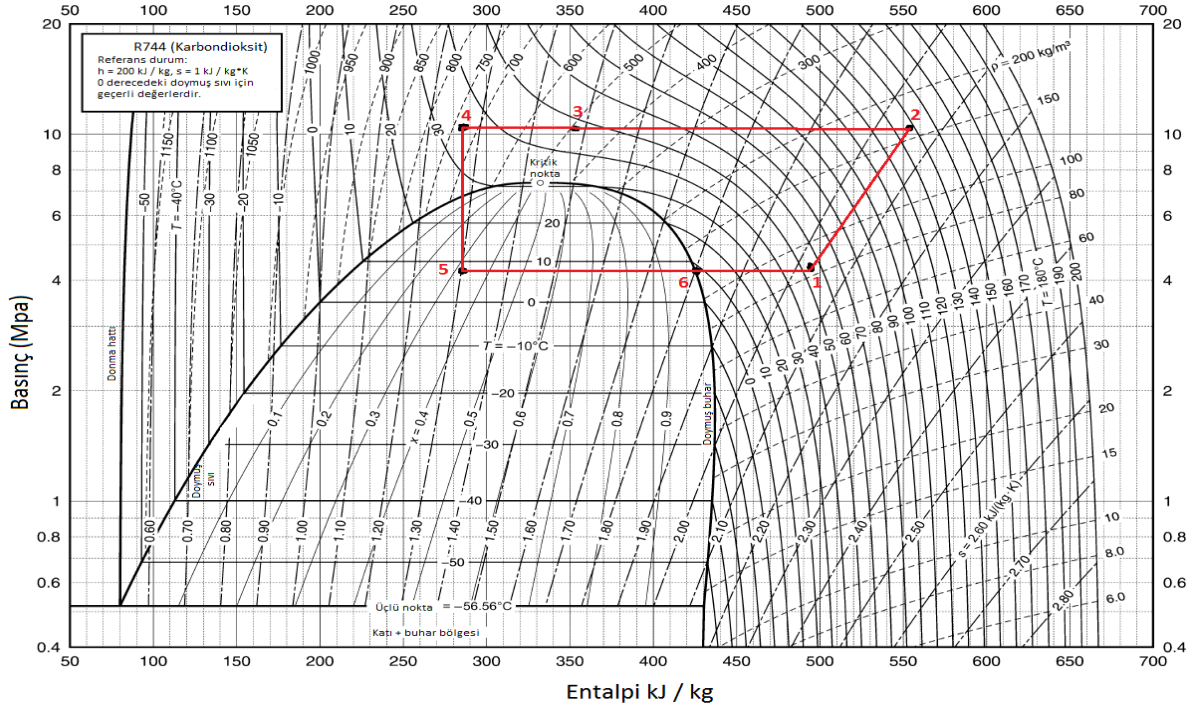
Tablo 8. Yeni Sisteme Ait Çalışma Parametreleri

No		Sıcaklık (°C)	Basınç (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Entropi (kJ/kgK)
1	Kompresör Girişi (İç Isı Değiştirici Çıkışı)	52	4230	492.35	2.05
2	Kompresör Çıkışı (Gaz Soğurucu Girişi)	137	10800	552	2.05
3	Gaz Soğurucu Çıkışı (İç Isı Değiştirici Girişi)	48	10800	352	1.48
4	İç Isı Değiştirici Çıkışı (Genleşme Vanası Girişi)	35	10800	285	1.25
5	Genleşme Vanası Çıkışı (Buharlaştırıcı Girişi)	7,5	4230	285	1.3
6	Buharlaştırıcı Çıkışı (İç Isı Değiştirici Girişi)	7,5	4230	425,35	1.79



Şekil 21. Yeni nesil R744 soğutkanlı sisteme ait T-s ve P-h diyagramları

Şekil 21 ile verilen ifadeler doyma eğrileri de dahil edilerek Şekil 22 ile gösterilmiştir.



Şekil 22. R744 soğutkanlı sisteme ait basınç - entalpi diyagramı [24]

8. GENEL SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Çalışma kapsamında ele alınan kavramlar dünya da meydana gelen dönüşüm sürecine ışık tutmaktadır. Özellikle çevresel yaptırımların ve enerji ekonomisinin öneminin arttığı bir dönemde alternatif soğutkanlara yönelim bir zorunluluk halini almıştır. Başlangıç bölümlerinde yer verilen soğutkanların yaşamı ne derecede etkilediği ve giderek zorlaşan bir iklim düzenine yeryüzünü taşıdığı belirtilmiştir. Bu nedenler göz önüne alındığında üretici firmalardan son kullanıcılara kadar, devlet politikalarından duyarlı halkların tepkilerine kadar, üniversitelerden araştırma - geliştirme faaliyeti gösteren firmalarımıza kadar sektörü etkileyen tüm bileşenlerin tavrı oldukça önemlidir. Avrupa Direktifleri ile onaylanmış soğutkanlardan hangisinin kullanılacağına belirlenmesi konusunda yol ayrımı meydana gelmiştir. İki seçenek doğal soğutkan R744 kullanımı ya da yapay fakat GWP değeri uygun R1234yf, R152a vb. soğutkanların kullanılmasıdır. Bu seçimde üretici firmalar soğutma çevriminde yer alan bileşenleri yeni nesil alternatif soğutkanlara göre üretirken, son kullanıcılar ısıtma, soğutma, havalandırma ihtiyaçlarını karşılarken taleplerini soğutkan seçiminde alternatif soğutkanlar yönünde kullanarak, üniversite ve araştırma - geliştirme faaliyeti gösteren firmalar alternatif soğutkanlar ile ilgili ilk örnek üretimlerine, teorik incelemelere yönelip bu alanda tezlere ve yayınlara yer vererek ve de hükümet ilgili projeleri destekleyerek ve bu yönde yasalar çıkararak katkıda bulunmuş olur.

İrdelenmesi gereken bir başka nokta doğal soğutkan R744 ya da yapay soğutkanlardan R1234yf, R152a kullanıldığı zaman hangi farklılıkların oluşacağıdır. Bu konuda çek geniş bir tartışma alanı mevcuttur. Tartışma da yapılan seçim sağlam dayanaklarla anlatılmalı ve yapılan seçimin getirdiği avantajlar ön plana çıkarılmalıdır.

R744 soğutkanının bu denli yüksek miktarda mobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılması ve artan bir ivmeyle bu soğutkanın kullanılmasının artması üstün özelliklerinden ötürüdür. R744 soğutkanı kullanılması durumunda elde edilecek avantajlar ise aşağıdakiler gibi sıralanabilir;

- GWP değeri mevcut R134a soğutkanıyla kıyaslandığında 1300 kat daha az olduğundan ötürü çevreye daha az zararlıdır.
- Elde edilmesi R134a soğutkanına nazaran yaklaşık 18 kat daha ucuzdur. Kilogram başına fiyatı ise R744 soğutkanı için 0,52 € iken mevcut R134a soğutkanı için 9,38 €'dir. (Dupont, 2010)
- Hacimsel kapasitesi (birim hacminin taşıyabileceği enerji yoğunluğu) mevcut soğutkan olan R134a'ya nazaran 8.4 kat daha büyüktür.
- R744 soğutkanının gizli buharlaşma ısısı R134a soğutkanından 2.65 kat daha fazla olduğundan aynı soğutmayı gerçekleştirebilecek gaz şarj miktarı R744 soğutkanı için daha az olacaktır. Bu durumda boru içindeki akışkan miktarını ve dolayısıyla hızını azaltacağından, borulardaki sürtünme kayıpları bu duruma paralel olarak azalacaktır.
- Yüksek basınçlarda işlev gerçekleştirse de kompresörün sıkıştırma oranı daha düşük olduğundan kompresörü çok daha verimlidir.
- Aynı soğutma yükünü karşılamada kullanılan sistem bileşenlerinin daha az yer kaplayan ve daha hafif olmasından ötürü araca binen yük ve dolayısıyla tüketilen yakıt miktarı azalır.
- "Pull-down" yükü, soğutmanın ilk bir kaç saatinde karşılanması gereken sistemin soğutma yükü ataleti olarak ta tanımlanabilen, R744 soğutkanını kullanan sistem tarafından daha hızlı aşılır. +35°C dış ortam sıcaklığına kadar çalıştığı durumlarda STK değeri daha yüksektir. Bu dereceden sonrada çok büyük farklar iki soğutkan arasında meydana gelmemektedir.
- Genel olarak R744 soğutkanını kullanan aynı boyutlardaki ısı değiştirgeci daha yüksek ısı kapasiteye sahiptir.
- R744 soğutkanlı sistemin ilk yatırım maliyeti R134a soğutkanı kullanan sistemden yüksek olsada zamanla bu konuda daha fazla inovasyon geliştirileceğinden 2-3 yıl içinde ilk yatırım maliyetinin de daha düşük olması beklenmektedir.

R744 soğutkanlı sistemin dezavantajı yüksek basınçta çalışmasıdır. Soğutma ekipmanları üreten firmalar tarafından 120 bar mertebelerine kadar çıkan yüksek basınç hattına uygun mukavemeti yüksek ve boru çapı düşük özellikte ekipmanların meydana getirilmesiyle bu dezavantajın önüne geçilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] PEAK Mechanical LTD, “History of Refrigeration”, <http://www.peakmechanical.ca/history-of-refrigeration.html> (Erişim tarihi: 3 Nisan 2012).
- [2] Life, Development and demonstration of a prototype transcritical CO₂ refrigeration system, http://ec.europa.eu/environment/life/project/Projects/index.cfm?fuseaction=home.showFile&rep=file&fil=LIFE05_ENV_DK_000156_LAYMAN.pdf (Erişim tarihi: 3 Mart 2012).
- [3] International Institute of Refrigeration, Şubat 2010, 15. Informatory of Refrigeration.
- [4] Zeydan, Ö. ve Yıldırım, Y., 11-13 Nisan 2007, Küresel Isınmada Etken Olan Hava Kirleticileri ve Ülkemiz Emisyonları, I. Türkiye İklim Değişikliği Kongresi – TİKDEK 2007, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 11s.
- [5] Petersen, H., May 2009, R744 Automotive MAC-systems, KVCA Net Meeting Hedensted, Denmark, 21p.
- [6] Robert, D., Refrigeration and air conditioning – the response to climate change, Bulletin of the IIR (No 2001-5), United Kingdom, 8p.
- [7] Montreal Protokolü., 6 Haziran 1990, Ozon Tabakasını İncelten Maddelere Dair Montreal Protokolü, 15s.
- [8] Directive 2006/40/EC Of The European Parliament And Of The Council, 17 May 2006, relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC, Official Journal of the European Union (161/12), 7p.
- [9] Baker J.A., 2003, R152a Refrigeration System For Mobile Air Conditioning SAE Paper (2003-01-0731).
- [10] Lai, N.A., Vrabec, J, Raabe, G, Fisher, J, and Wendland, W., 2011, Description of HFO – 1234yf with BACKONE equation of state.
- [11] Tanaka, K and Higashi, Y., 2009, Thermodynamic Properties of HFO-1234yf.
- [12] Leck, T. J., 2009, Evaluation of HFO-1234yf as a Potential Replacement for R-134a in Refrigeration Applications, 3 rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants.
- [13] Wang, K., Eisele, M. Hwang, Y. and Radermacher, R., Review of Secondary Loop Refrigeration Systems.
- [14] Brown, J.S., Samuel F.Y. and Domanski P.A., 11 January 2011, Comparative Analysis of an Automotive Air Conditioning System Operating with CO₂ and R134a.
- [15] Guntner, CO₂ Gas Cooler Katalogue.
- [16] Çengel Y.A., 2006, Heat and Mass Transfer, Mcgrow Hill Education, 3rd Edition
- [17] Robert, D., Refrigeration and Air Conditioning- The Responce to Climate Change Bulletin of the IRR (2001-5), United Kingdom, 8 p.
- [18] Dupont-Cantaş A.Ş. Güneş Gaz Ltd. Şti., 2010 Mayıs.
- [19] Hrnjank P., 17-19 February 2010, Thermodynamic possibilities and technological opportunities for improving the science of refrigeratin in search for low global warming thermal systems, International Symposium on Next – generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tokyo, 14p.
- [20] Wolf, F., &Team, 23-25 January 2007 , R744 system efficiency improvements through new developments, Obrist Engineering.
- [21] Copeland, 1 December 1982, Comprssion Ratio As It Affects Compressor Reliability, Application Engineering Bulletin
- [22] Wartenbach, J., 17 – 19 July 2007, Overwiev of Alternative Refrigerants, Presentation on the Alternate Refrigerant Systems Symposium, Arizona, 13p.
- [23] Dragi A., 4 March2008 (31 August 2008 paper acepted), Carbondioxide as the replacement for synthetic refrigerants in mobile air conditioning, Thermal Science (3), 10p.
- [24] Ashrae Handbook Fundamentals 2009
- [25] Rozhentsev A., and Wang C., 6 Nisan 2000, Some Design Features of a CO₂ Air Conditioner, Applied Thermal Engineering.
- [26] Kayansayan N., 13 October 1992 (reseived 5 March 1992), Heat Transfer Characterization of Plate Fin-Tube Heat Exchangers, Butterworth – Heinemann and IIR (0140-7007/94/010049-09) Dokuz Eylül Üniversitesi, Bornova, Turkey, 10p.
- [27] Çengel Y. And Boles M., Thermodynamics An Engineering Approach, University of Nevada, Reno
- [28] Kakaç S. ve Liu H., Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design, Department of Mechanical Engineering University of Miami, Florida.

[29] Ankara Metro Şartnamesi

[30] Rosenberg, The ERP Directive

ÖZGEÇMİŞ

Hüseyin Günhan ÖZCAN

Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünden 2009 yılında mezun oldu. Aynı yıl bahar döneminde Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Termodinamik yüksek lisans programına başladı ve ilgili programdan Ocak 2013 tarihinde mezun oldu. 2012 yılında Anadolu Üniversitesin İşletme fakültesini bitirdi. 01.03.2011 tarihine SAFKAR Ege Soğutmacılık firmasında işe başlamış olup halen firmada Raylı Sistemler Ar-Ge mühendisi olarak çalışmaktadır.

Hüseyin GÜNERHAN

1983 yılında İzmir Atatürk Lisesini bitirdi. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü 1990 yılında, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü Enerji Teknolojisi Anabilim Dalında yaptığı yüksek lisans öğrenimini 1992 yılında ve Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Güneş Enerjisi Anabilim Dalında yaptığı doktora öğrenimini 1999 yılında tamamladı. 1991-2001 yılları arasında, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü Enerji Teknolojisi Anabilim Dalında öğretim elemanı görevi ve araştırma görevlisi unvanı ile çalıştı. 2001-2012 yılları arasında ise, Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalında öğretim üyesi görevi ve yardımcı doçent doktor unvanı ile çalıştı. 2012 yılından itibaren aynı bölümde doçent doktor olarak çalışmaya devam etmektedir. Çalışma alanlarını, ısı transferi, termodinamik, ısı enerji depolama, ısı pompaları ve yeni enerji kaynakları oluşturmaktadır.

Hakan YALDIRAK

Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden 31.1.1990 tarihinde mezun olmuştur. 1992 yılında iş hayatına başladığı SAFKAR Ege Soğutmacılık firmasında şu an Ar-Ge Direktörü olarak görev yapmaktadır.