

# R744 (CO<sub>2</sub>) SOĞUTUCU AKIŞKANLI SOĞUTMA SİSTEMLERİ, KANATLI BORULU R744 (CO<sub>2</sub>) EVAPORATÖR VE GAZ SOĞUTUCU TASARIM ESASLARI

Fatih KASAP  
Hasan ACÜL  
Hatice CANBAZ  
Selim ERBİL

## ÖZET

R744 (CO<sub>2</sub>), soğutma endüstrisinin gelişme dönemlerinde yaygın olarak kullanılmıştır. Ancak, kritik nokta civarında veya üzerindeki ısı atımı nedeniyle ortaya çıkan soğutma tesir katsayısındaki düşüş ve yüksek çalışma basınçları nedeniyle yerini halokarbon soğutucu akışkanlara bırakmıştır. Halokarbon soğutucu akışkanların çevre üzerindeki olumsuz etkileri nedeni ile alternatif, doğal soğutucu akışkan olarak yeniden kullanılmaya başlanmıştır. Güncel makine ve eşanjör teknolojisi, sistem kontrol elemanları sayesinde R744 (CO<sub>2</sub>) verim yönünden transkritik çevrim ile özellikle kuzey ülkelerinde ve subkritik kaskad çevrim ile güney ülkelerde rekabetçi seviyelere ulaşmıştır.

Son zamanlarda soğuk içecek otomatlarında, süpermarketlerde, soğuk odalarda, gıda üretim ve işleme tesislerinde, endüstriyel dondurma üretim makinelerinde, ısı pompalarında ve araç klimalarında CO<sub>2</sub>'nin soğutucu akışkan olarak kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır.

Makalemizde R744 (CO<sub>2</sub>)'in soğutucu akışkan olarak kullanıldığı sistemler ile kanatlı borulu CO<sub>2</sub> evaporatör ve gaz soğutucular hakkında bilgiler aktarılacaktır.

**Anahtar Kelimeler:** CO<sub>2</sub>, R744, Transkritik Çevrim, Subkritik Çevrim, Gaz Soğutucusu, Doğal Akışkan

## ABSTRACT

R744 (CO<sub>2</sub>) was used in the early stages of the refrigeration industry, but it lost the competition with halocarbon refrigerants because of its high operating pressure and the loss of capacity and coefficient of performance when rejecting heat near or above the critical point. Because the negative effect of halocarbon refrigerants on environment, that R744 (CO<sub>2</sub>) started to used recently. New heat exchanger technology and system components allow R744 (CO<sub>2</sub>) to reach competitive efficiency levels for transcritical cycle especially in northern countries and for sub-critic cascade cycle in southern countries.

Recently, CO<sub>2</sub> has been intensely studied for application as the primary refrigerant in transcritical mobile air conditioners, vending machines, supermarkets, cold rooms, food production and process industry, industrial ice cream machineries and heat pumps.

This article is prepared to give general technical information on R744 (CO<sub>2</sub>) cooling systems, CO<sub>2</sub> evaporators and gas coolers.

**Keywords:** CO<sub>2</sub>, R744, Transcritic CO<sub>2</sub> Cycle, Subcritic CO<sub>2</sub> Cycle, Gas Cooler, Natural Refrigerant

## 1. GİRİŞ

20. yüzyıl boyunca gelişmiş ülkelerin başını çektiği sanayileşme, büyüme, kalkınma üçgeninde gerçekleşen ekonomik faaliyetler, insanın yaşamını sürdürdüğü çevresel alanların kaldıramayacağı bir kirlenmeyle sonuçlanmıştır. Toprak, su ve hava, insan yaşamını tehdit eder boyutlarda bir kirlilik düzeyiyle karşı karşıyadır. Problemin boyutlarını fark etmeye başlayan ülkeler kalıcı çözüm arayışına girmiş bulunmaktadır [1]. Bu alanda her geçen yıl yeni standartlar ve normlar geliştirilip uygulamaya koyulmaktadır. Süreç ile ilişkili firmalar da yaşanan gelişmelere uyum sağlayabilmek için yeni yasa ve standartlara uygun teknolojiler, ürünler ve imalat (proses) yöntemleri geliştirmek durumunda kalmaktadırlar.

Birçok endüstri dalı gibi iklimlendirme sektörü de bu gelişmelerden etkilenmektedir. Soğutma sistemlerinde kullanılan, küresel ısınmayı hızlandırıcı, ozon tabakasına zararlı, çevreye negatif etkisi olan kloroflorokarbonlar (CFC) ve hidrokloroflorokarbonların (HCFC) yerine çevreye uyumlu soğutucu akışkan çözümleri bulunması noktasında çalışmalar yapılmaktadır. Hidroflorokarbonlar (HFC), klor içermeyen etan, metan gibi doğal gazlardan sentez yolu ile elde edilmekte olup klor yerine hidrojen ikame edilmekte ve bu nedenle göreceli olarak daha çevreci diye tanımlanmaktadır [2, 3]. CO<sub>2</sub>'nin yanı sıra isobütan, propan gibi doğal akışkanlar yanıcı ve patlayıcı olmaları nedeniyle büyük şarjlı sistemlerde kullanılamaz. R717 (NH<sub>3</sub>, Amonyak) gazı ise bakır alaşımlarına etkisi, toplu mahallerde ve büyük şarjlı sistemlerdeki zehirlenme riski dezavantaj olarak karşımıza çıkmaktadır.

Küresel ısınmaya etkisi olmayan ve ozon tabakasına zarar vermeyen doğal soğutucu akışkanlar ise kuşkusuz bu süreçte en önemli alternatiflerdir. CO<sub>2</sub> gazı bu noktada etkili bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. CO<sub>2</sub>, soğutma endüstrisinin gelişme dönemlerinde yaygın olarak kullanılmıştır. Ancak, kritik nokta civarında veya üzerindeki ısı geçişi nedeniyle ortaya çıkan soğutma tesir katsayısındaki düşüş ve yüksek çalışma basınçları nedeniyle yerini halokarbon soğutucu akışkanlara bırakmıştır [4]. Halokarbon soğutucu akışkanların çevre üzerindeki olumsuz etkileri nedeni ile alternatif, doğal soğutucu akışkan olarak yeniden kullanılmaya başlanmıştır. Güncel makine ve eşanjör teknolojisi, sistem kontrol elemanları sayesinde CO<sub>2</sub> verim yönünden transkritik çevrim ile özellikle kuzey ülkelerinde ve subkritik kaskad çevrim ile güney ülkelerde rekabetçi seviyelere ulaşmıştır. R744 (CO<sub>2</sub>), 31,06 °C düşük kritik nokta sıcaklığı ve 73,8 bar yüksek kritik nokta basıncından dolayı diğer geleneksel soğutucu akışkanlara nazaran bir takım ek teknik gereksinimlere ihtiyaç duymaktadır.

## 2. SOĞUTUCU AKIŞKAN OLARAK R744 (CO<sub>2</sub>)

R744 (CO<sub>2</sub>), 1850 yılında ilk kez soğutucu akışkan olarak, Britanyalı Alexander Twining tarafından gündeme getirilmiştir. Fakat ilk CO<sub>2</sub> soğutma sisteminin yapılması 1860'lı yılların sonunda Amerikalı Thaddeus S.C. Lowe tarafından gerçekleştirilmiştir. Temiz ve güvenilir oluşundan dolayı 1920'lere kadar gemilerde ve endüstride yaygın olarak kullanılmıştır. 1928'de CFC'lerin kullanılmaya başlanmasıyla, yukarıdaki sebeplerden dolayı CO<sub>2</sub> yavaş yavaş market dışında kalmış, 1950'lerde de kullanımı son bulmuştur. 20. yüzyıl sonlarına gelindiğinde CFC'lerdeki kısıtlamalar yoğunlaştığı için yeni arayışlara girilmiş ve CO<sub>2</sub> ve NH<sub>3</sub> gibi eski, doğal akışkanlar tekrar gündeme gelmiştir. 1990'da Prof. Gustav Lorentzen'in transkritik CO<sub>2</sub> çevrimi patent uygulaması bu konu için bir milat oluşturmuştur [5].

## 2.1. CO<sub>2</sub> Çevresel Özellikleri

Soğutucu akışkanların çevresel özellikleri ile ilgili iki temel kavram mevcuttur.

1. ODP (Ozon Tüketme Potansiyeli - Ozone Depletion Potential): Bir gazın ozon tabakasına verebileceği zararı ifade eder. Bağıl bir değer olarak bulunur [6].
2. GWP (Küresel Isınma Etkisi – Global Warming Potential): CO<sub>2</sub>'in GWP'si 1 kabul edilerek belli zaman sürecinde bir sera gazının çevreye küresel ısınma etkisini CO<sub>2</sub>'e bağıl olarak veren değerdir [6].

CO<sub>2</sub>'in ozon tüketme potansiyeli sıfırdır (ODP=0) ve küresel ısınmaya doğrudan etkisi çok düşük seviyededir (GWP=1). Tablo 1'de yaygın bilinen soğutucu akışkanların çevresel özellikleri verilmektedir.

**Tablo 1.** Yaygın Bilinen Soğutucu Akışkanların Çevresel Özellikleri [6]

Soğutucu Akışkan	Soğutucu Akışkan Sınıfı	ODP	GWP
R 11	CFC	1	4600
R 12	CFC	0,82	10600
R 22	HCFC	0,034	1700
R 134a	HFC	0	1300
R 410a	HFC	0	1980
R 404a	HFC	0	3780
R 407c	HFC	0	1650
R 507a	HFC	0	3850
<b>R744 (CO<sub>2</sub>)</b>	<b>Doğal Akışkan</b>	<b>0</b>	<b>1</b>
R 717 (NH <sub>3</sub> )	Doğal Akışkan	0	<1

ODP: (R11=1 kabul edilmiştir) GWP: (CO<sub>2</sub>=1 kabul edilmiştir)

ODP ve GWP kavramlarına ek olarak literatürde Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi (TEWI) kavramı da mevcuttur. Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi (TEWI), akışkanın ve bulunduğu sistemin doğrudan ve dolaylı olarak yarattığı küresel ısınma etkisini tanımlar. Akışkanın özelliklerinden dolayı çevrede oluşturduğu etki doğrudan etkidir. Kullanıldığı soğutma sistemine enerji temini esnasında oluşan CO<sub>2</sub> emisyonu ise dolaylı etkidir. İki etkinin birden toplamı Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi (TEWI) şeklinde tanımlanır. CO<sub>2</sub>, soğutma sistemlerinde toplam eşdeğer ısınma etkisinin azaltılmasında da etkili bir akışkandır [7].

## 2.2 CO<sub>2</sub> Güvenilirlik

Soğutucu akışkanlar zehirlilik yönünden 2 gruba ayrılır. A sınıfı derişikliği 400 ppm'e eşit veya altındaki olan soğutkanları gösterir. B sınıfı derişikliği 400 ppm'in üzerindeki soğutkanları gösterir. CO<sub>2</sub> derişikliği 400 ppm altındaki soğutucu akışkanlar için zehirlilik belirtisi olan A sınıfındadır [8].

Yanıcılık yönünden soğutucu akışkanlar 3 sınıfa ayrılır. Sınıf 1; 21°C'de ve 101 kPa basınçta alevlenme testinde yanmayan soğutucu akışkanları gösterir. Sınıf 2; 21°C'de, 101 kPa basınçta 0.10 kg/m<sup>3</sup> yoğunlukta düşük yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg'dan düşük yanma ısısı üreten soğutkanları ifade eder. Sınıf 3; 21°C'de, 101 kPa basınçta 0.10 kg/m<sup>3</sup> yoğunlukta yüksek yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg'dan büyük yanma ısısı üreten soğutucu akışkanları ifade eder. CO<sub>2</sub> yanıcı özelliği olmaya sınıf 1'de yer almaktadır [8].

CO<sub>2</sub>'in zehirsiz olduğu belirtilmesine rağmen, havadaki konsantrasyonuna bağlı olarak insanlar üzerinde bir takım fiziksel etkileri vardır. Havadaki CO<sub>2</sub> derişimi hacimce %2-3 arasında iken solunumda hızlanma ve hafif bir baş ağrısı hissedilebilir. Acil Yaşam ve Sağlık Tehlikesi (IDLH) konsantrasyonu %4'te sabitlenmiş ve ölümcül konsantrasyonun %10 olduğu belirtilmiştir. Pratikte sınır konulan, havadaki %5 CO<sub>2</sub> oranı gayet mantıklı bir değerdir [9]. Sonuç olarak bu sınır değere göre tasarımlar yapılmalı ve herhangi bir kaza veya bir sızıntı durumunda canlılara verilen zarar en aza indirilmelidir.

Tablo 2'de yaygın bilinen soğutucu akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması verilmektedir.

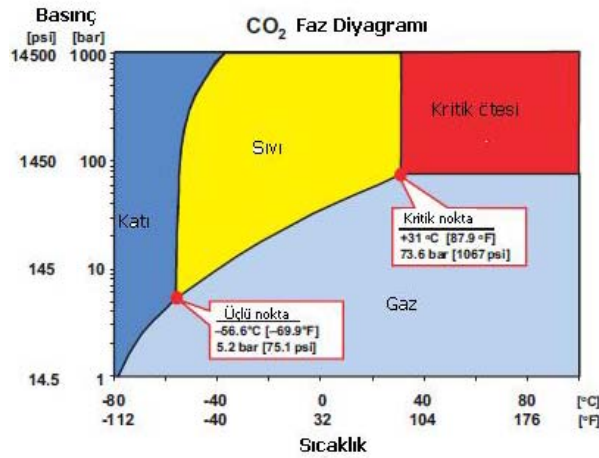
**Tablo 2.** Yaygın Bilinen Soğutucu Akışkanların Güvenilirlik Yönünden Sınıflandırılması [8]

Soğutucu Akışkan	R 11	R 12	R 22	R 134a	R 410a	R 404a	R 407c	R 507a	R744 (CO <sub>2</sub> )	R 717 (NH <sub>3</sub> )
Zehirlilik	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B
Yanıcılık	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2

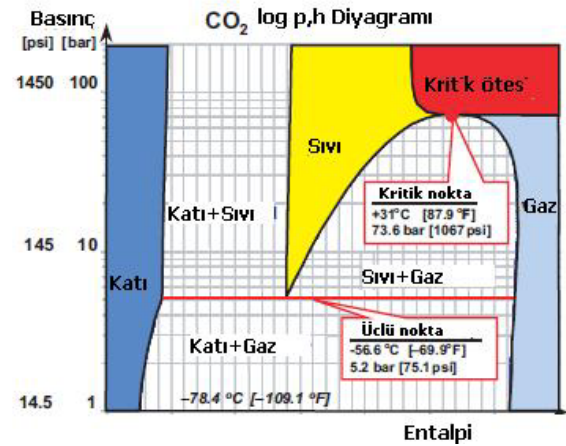
### 2.3. CO<sub>2</sub> Termofiziksel Özellikleri

Bir soğutma sistemi tasarlarken soğutucu akışkan özellikleri büyük önem arz etmektedir. CO<sub>2</sub> özelliklerinin diğer geleneksel soğutucu akışkanlardan farklı olduğu bilinmektedir. Karşılaştırma yapıldığında CO<sub>2</sub>'in en dikkat çekici özelliği düşük kritik nokta sıcaklığı (31,06 °C) ve yüksek basıncıdır (73,8 bar). CO<sub>2</sub>'yi uygulamadaki diğer bir sınırlayıcı etken -56,6 °C ve buna karşılık gelen 5,1 bar basınçtaki yüksek üçlü noktasıdır. Ayrıca geleneksel akışkanlarla (CFC, HCFC, HFC, HC) karşılaştırıldığında buhar basıncı ve hacimsel ısı transferi kapasitesi (0°C'de 22545 kJ/m<sup>3</sup>) oldukça yüksektir [9].

CO<sub>2</sub> faz diyagramından da görüleceği gibi iki fazın denge halinde bulunduğu üç durum vardır: Katı-Gaz, Katı-Sıvı, Sıvı-Gaz denge durumları. Atmosfer basıncı altında CO<sub>2</sub> yalnızca katı veya gaz halde bulunabilir. Bu basınçta sıvı faz mümkün değildir. Bu sıcaklığın üzerinde CO<sub>2</sub> süblimleşerek gaz fazına geçer. 5,2 bar ve -56,6°C CO<sub>2</sub>'in üç halinin dengede olduğu koşuldur. Bu şartlarda maddenin üç hali denge durumundadır. 31,1°C'de CO<sub>2</sub> kritik noktaya ulaşır. Bu noktada sıvı ve gaz fazının yoğunlukları eşittir ve iki faz arasındaki farklılık ortadan kalkar. Bunun sonucunda yeni bir fazın ortaya çıkması söz konusudur. Maddenin bu fazına süperkritik faz denir. Şekil 1'de CO<sub>2</sub> Faz Diyagramı, Şekil 2'de CO<sub>2</sub> lnP – h Diyagramı verilmektedir.



**Şekil 1.** CO<sub>2</sub> Faz Diyagramı [10]



**Şekil 2.** CO<sub>2</sub> lnP – h Diyagramı [10]

Tablo 3'ten görüldüğü gibi CO<sub>2</sub> cazip termofiziksel özelliklere ve benzer halokarbon soğutucu akışkanlarına nazaran düşük viskozite, yüksek hacimsel kapasite, yüksek ısı iletkenlik ve yüksek buhar yoğunluğuna sahiptir.

**Tablo 3.** Yaygın Bilinen Soğutucu Akışkanların Termofiziksel Özellikleri [11]

Soğutucu Akışkan	T <sub>kritik</sub> , (°C)	P <sub>kritik</sub> , (bar)	Sıvı Faz Yoğunluğu ρ <sub>f</sub> , (kg/m <sup>3</sup> ) [a]	Gaz Faz Yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> ) [b]	Isıl Kapasite c <sub>p</sub> , (kJ/kg) [a]	Hacimsel Kapasite (kJ/m <sup>3</sup> ) [a]	Isı İletim Katsayısı k, (W/m.K) [a]	Dinamik Viskozite μ, (mPa.s) [a]
R 11	198	44,1	1536,9	2,36	0,85	450,76	0,09	0,5
R 12	112	42,2	1400,1	17,185	0,93	2636,52	0,62	0,25
R 22	96,2	49,9	1285,7	20,41	1,16	4205,28	0,09	0,22
R 134a	101,1	40,6	1298,9	13,9	1,3	2773,75	0,09	0,27
R 410a	72,13	49,3	1175	28,82	1,5	6566,35	0,1	0,16
R 404a	72	37,3	1154,8	29,91	1,3	4953,99	0,07	0,18
R 407c	86,74	46,2	1240,8	18,86	1,4	3973,24	0,01	0,21
R 507a	70,6	37,05	1161,1	30,98	1,37	5055,32	0,072	0,18
<b>R744 (CO<sub>2</sub>)</b>	<b>31</b>	<b>73,7</b>	<b>934,26</b>	<b>94,148</b>	<b>2,5</b>	<b>22089,00</b>	<b>0,11</b>	<b>0,101</b>
R 717 (NH <sub>3</sub> )	132,3	113,3	640,28	3,31	4,41	4192,51	0,56	0,172

Açıklamalar: [a] -1,1°C'deki doymuş sıvı; [b] -1,1°C'deki doymuş buhar

## 2.4. CO<sub>2</sub> Akışkanının Maliyeti

Tablo 4'te yaygın bilinen soğutucu akışkanların karşılaştırmalı fiyatları görülmektedir. Doğal akışkan olarak CO<sub>2</sub>'in, maliyetinin geleneksel akışkanlara göre çok daha düşük olduğu görülmektedir.

**Tablo 4.** Yaygın Bilinen Soğutucu Akışkanların Karşılaştırmalı Fiyatları [12]

R134a	R404a	R407c	R410a	R507	<b>R744 (CO<sub>2</sub>)</b>	R717 (NH <sub>3</sub> )
9,38 €/kg	8,85 €/kg	10,68 €/kg	9,58 €/kg	19,53 €/kg	0,52 €/kg	1,3 €/kg

## 3. CO<sub>2</sub> TEMEL SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

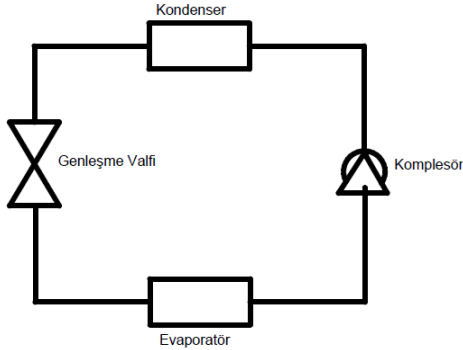
CO<sub>2</sub> soğutma sistemlerinde Subkritik ve Transkritik olmak üzere iki tip temel çevrim vardır. Subkritik olarak adlandırılan çevrimin tamamında basınç kritik noktanın altındadır. Transkritik çevrimde ise çevreye ısı geçişi kritik noktanın üzerinde gerçekleşir.

### 3.1 Subkritik Çevrim

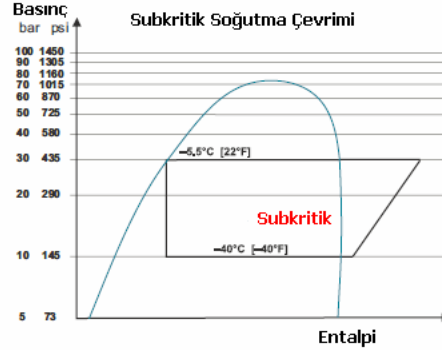
#### 3.1.1 Direkt Genleşmeli CO<sub>2</sub> Subkritik Çevrim

Subkritik çevrim soğutma endüstrisinde en çok kullanılan sistemdir. Bütün sıcaklıklar ve basınçlar kritik noktanın altında, 3'lü noktanın üzerindedir. Tek kademeli CO<sub>2</sub> subkritik çevrim oldukça basit bir

sistemdir. Fakat kısıtlı sıcaklık aralığı ve yüksek basınçtan dolayı bazı dezavantajları bulunmaktadır. Düşük kondenzasyon sıcaklığından dolayı çevreye ısı geçişinin gerçekleşmesi güçleşir. Çalışma basıncı 60 bar seviyelerindedir [13].



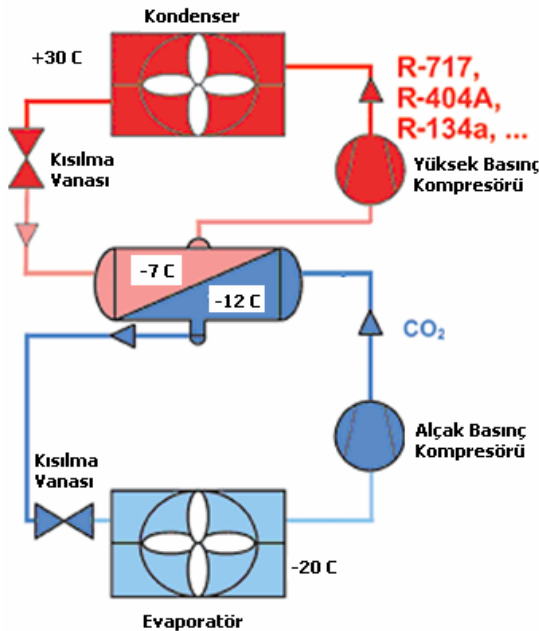
Şekil 3. Direkt Genleşmeli CO<sub>2</sub> Subkritik Çevrim [14]



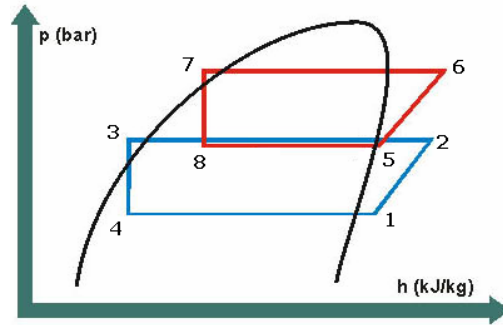
Şekil 4. Direkt Genleşmeli CO<sub>2</sub> Subkritik Çevrim in P – h Diyagramı [10]

### 3.1.2. CO<sub>2</sub> Subkritik Kaskad Çevrimi

CO<sub>2</sub> kaskad sistem, birbirine karışmayan iki farklı akışkanlı iki çevrimden oluşan bir soğutma çevrimidir. İki çevrimden bir tanesi genellikle sıkıştırma çevrimidir ve dışarıya ısı geçişinin gerçekleştiği çevrimdir. Bu sistemlerde, akışkan olarak R 717 (NH<sub>3</sub>, amonyak) başta olmak üzere, R404A ve uygun diğer HFC akışkanlar kullanılır [15]. Bu tip sistemlerde çalışma basıncı 40–45 bar dolaylarındadır [16].



Şekil 5. Subkritik CO<sub>2</sub> - R717/R404A/R134A, Kaskad Çevrimi Şeması [15]



- 1–2 CO<sub>2</sub> Kompresöründe izentropik sıkıştırma
- 2–3 Kaskad Kondenserde (kovan tipi) CO<sub>2</sub>'in sabit basınçta yoğuşması
- 3–4 Genleşme Valfinden sıvı CO<sub>2</sub>'in genleşmesi
- 4–1 Subkritik Evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
- 5–6 R717/R404A/R134A,...vb. Kompresöründe izentropik sıkıştırma
- 6–7 R717/R404A/R134A,...vb. Kondenserde sabit basınçta yoğuşma
- 7–8 R717/R404A/R134A,...vb. Genleşme Valfinden sabit entalpide genişleme
- 8–5 Kaskad Kondenserde (kovan tipi) sabit basınçta NH<sub>3</sub>'ün buharlaşması

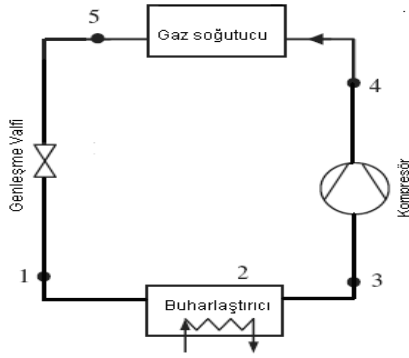
Şekil 6. Subkritik CO<sub>2</sub> - R717/R404A/R134A Kaskad Çevrimi in P – h Diyagramı [17]

Kaskad sistemlerde farklı olarak kaskad kondenseri olarak bilinen ısı değiştiricisinde CO<sub>2</sub> yoğunlaşırken, yüksek sıcaklık tarafındaki akışkan buharlaşmaktadır. Bu tip ısı değiştiriciler plaka tipi veya boru-kovan tipinde olabilir [16].

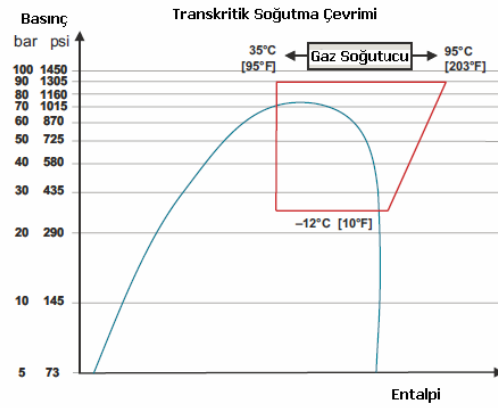
### 3.2. CO<sub>2</sub> TRANSKRİTİK ÇEVİRİM

#### 3.2.1. CO<sub>2</sub> Transkritik Çevrim

CO<sub>2</sub>, 31,06 °C düşük kritik nokta sıcaklığı ve 73,8 bar yüksek kritik nokta basıncına sahiptir. Klasik buhar sıkıştırımlı çevrimlerde olduğu gibi akışkanın kondenserde yoğunlaşarak atmosfere ısı atması mümkün değildir. Süperkritik bölgede çevreye ısı geçişi gaz fazındaki CO<sub>2</sub>'in yoğunlaşmaksızın, sıcaklığının düşmesiyle gerçekleşir. Bu şekilde gerçekleşen çevrimlere “transkritik CO<sub>2</sub> çevrimi” denir [6]. Bu sebeple sistemde kondenserin yerini gaz soğutucu alır. Transkritik CO<sub>2</sub> çevriminde Kompresörde sıkıştırılmış CO<sub>2</sub>, gaz soğutucusunda ısısını çevreye atar [18].



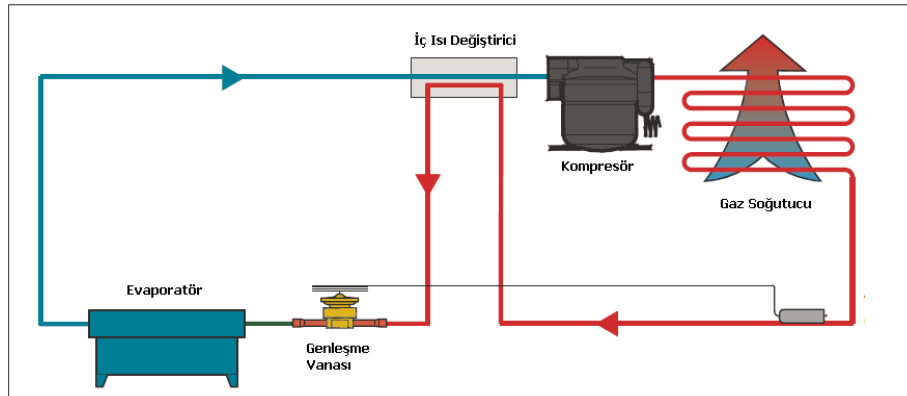
Şekil 7. CO<sub>2</sub> Transkritik Çevrim [19]



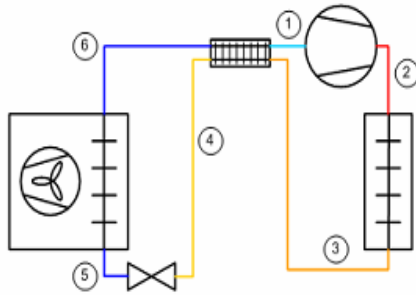
Şekil 8. CO<sub>2</sub> Transkritik Çevrim In P – h Diyagramı [10]

#### 3.2.1.1. İç Isı Değiştiricili Tek Kademeli Basit Transkritik Çevrimi

Transkritik sistemlerde etkenliği arttırmaya yönelik olarak iç ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Bu eşanjör sistemin EER değerini arttırmaya yönelik hem gaz soğutucu çıkış sıcaklığını düşürürken hem de kompresöre sıvı kaçmasını engellemek için akümülatör görevi görerek evaporatör çıkışında gaz olmasını garanti altına alır.

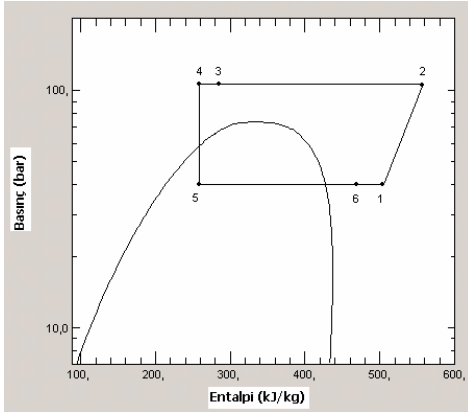


Şekil 9. İç Isı Değiştiricili CO<sub>2</sub> Transkritik Çevrim [10]

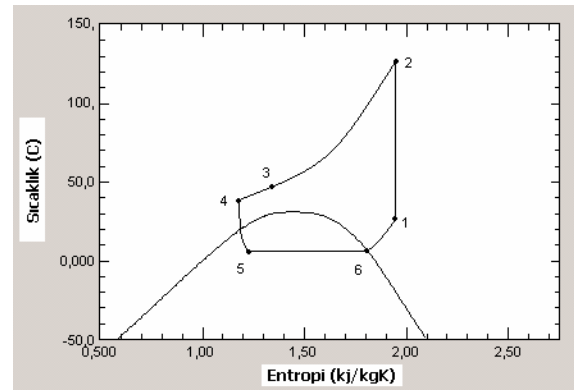


- 1–2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2–3 Gaz Soğutucusunda sabit basınçta ısı geçişi
- 3–4 İç Isı Değiştiricinde soğuma
- 4–5 Genleşme Valfinde sabit entalpide genleşme
- 5–6 Transkritik Evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
- 6–1 İç Isı Değiştiricinde kızdırma

Şekil 10. İç Isı Değiştiricili CO<sub>2</sub> Transkritik Çevrim [20]



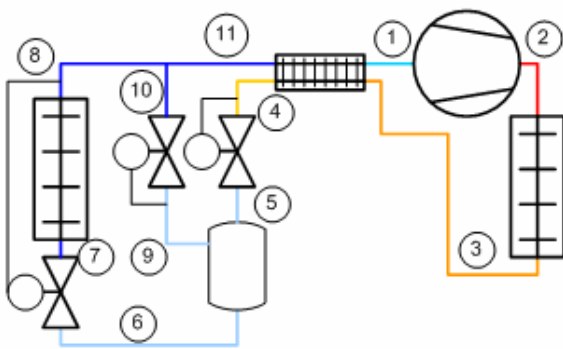
Şekil 11. İç Isı Değiştiricili CO<sub>2</sub> Transkritik Çevrim In P – h Diyagramı [21]



Şekil 12. İç Isı Değiştiricili CO<sub>2</sub> Transkritik Çevrim T-S Diyagramı [21]

### 3.2.1.2. İç Isı Değiştiricili Gaz By-Passlı Basit Transkritik Çevrimi

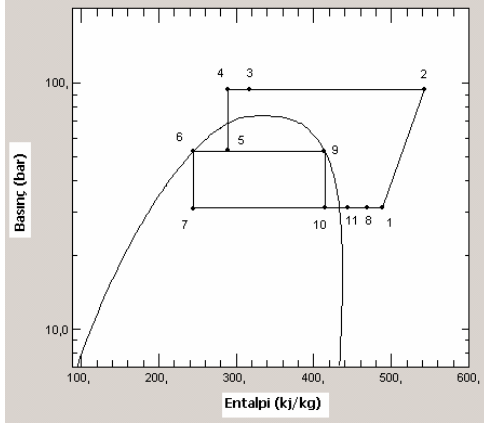
Transkritik sistemlerin verimliliğini artırmak için gaz by-passlı olarak tasarımlar da gerçekleştirilmektedir. Geleneksel sistemlerden farklı olarak ikinci bir genleşme vanası sisteme eklenir. Birinci genleşme işlemi gaz soğutucudan likit tankına gerçekleşirken burada sıvı ve gaz fazları oluşur. Daha sonra tekrar sıvı istenen buharlaşma sıcaklığına kadar kısılmış olur. Bu sistemlerde hem ikinci genleşmeden dolayı evaporatörün girişindeki kuruluk derecesi azaltılmış olur böylece sistemin EER değeri artar hem de ara basınç kademesinde likit tankı kullanıldığından dolayı sistemin dış ortam ile bağlantısı azaltılmış olur. Sistem de ayrıca dengeleme valfi bulunur. Bu valf sayesinde likit tanktaki basınç seviyesini kontrol ettiğinden dolayı genleşme vanası öncesi sıcaklık dolayısıyla da evaporatör giriş entalpisi kontrol edilir.



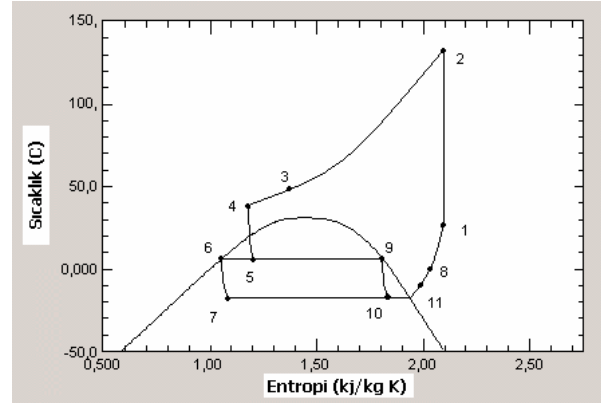
- 1–2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2–3 Gaz Soğutucusunda çevreye izobarik (sabit basınçta) ısı geçişi
- 3–4 İç Isı Değiştiricisinde soğuma
- 4–5 Genleşme Valfinde sabit entalpide genişleme
- 5- Sıvı Buhar Ayırıcında sıvı ve gaz fazının ayrışması
- 6–7 Genleşme Valfinde sıvının sabit entalpide genişmesi
- 7–8 Transkritik Evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
- 9–10 Genleşme Valfinde sabit entalpide genleşme
- 11–1 İç Isı Değiştiricisinde Aşırı Kızdırma

Şekil 13. İç Isı Değiştiricili Gaz Bypasslı CO<sub>2</sub> Transkritik Çevrim [20]





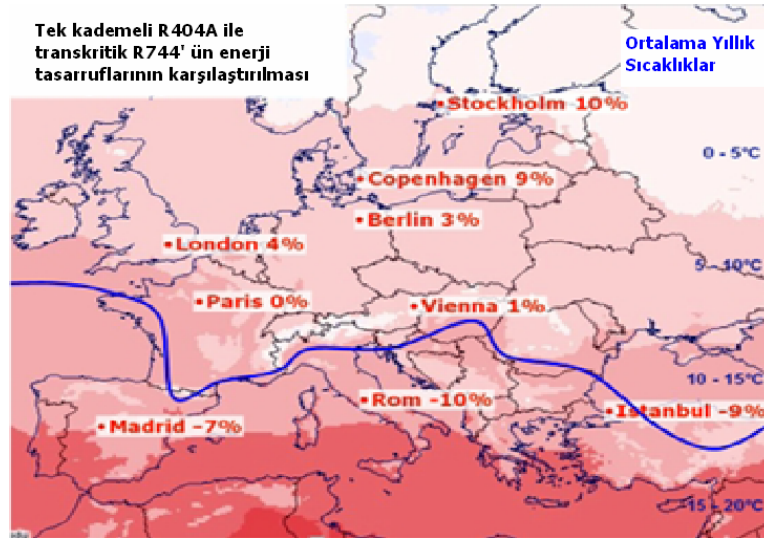
Şekil 14. İç Isı Değiştiricili Gaz Bypasslı CO<sub>2</sub> Transkritik Çevrim in P – h Diyagramı [27]



Şekil 15. İç Isı Değiştiricili Gaz Bypasslı CO<sub>2</sub> Transkritik Çevrim T-S Diyagramı [27]

#### 4. CO<sub>2</sub> AKIŞKANLI SİSTEMLERİN DİĞER GAZLI SİSTEMLER İLE KARŞILAŞTIRILMASI VE SİSTEM VERİMLİLİĞİ

Son yıllarda CO<sub>2</sub> Transkritik Soğutma sistemlerinde yapılan çalışmalar, özellikle iklimin daha ılıman ve soğuk olduğu bölgelerde bu çevrimin daha kazançlı olduğu göstermektedir. Bu düşüncüyü ön plana çıkaran sebep ise sistem EER değerinin dış ortam sıcaklığının düşük olduğu bölgelerde daha yüksek olmasıdır. İngiltere’ de TESCO ve Danimarka’ da FAKTA süpermarketleri CO<sub>2</sub> Transkritik Soğutma uygulamalarında Kuzey Avrupa ülkelerinde başı çekmektedir. Yazın sıcak geçtiği dönemlerde bile bu ülkelerde CO<sub>2</sub> Transkritik soğutma sistemlerinde harcanan enerjinin konvansiyonel sistemlerle karşılaştırıldığında yakın olduğu gözlemlenmiştir. Aşağıda ortalama yıllık sıcaklıklar baz alınarak Avrupa’ nın önemli şehirlerinde R404A tek kademeli sistem ile CO<sub>2</sub> Transkritik çevrimin enerji tasarrufu karşılaştırmaları Avrupa coğrafik haritası üzerinde gösterilmektedir. [22]



Şekil 16. Avrupa Bölgesinde R744 (CO<sub>2</sub>) Transkritik Soğutma Sistem Verimliliğinin R404A gazına göre karşılaştırılması [22]

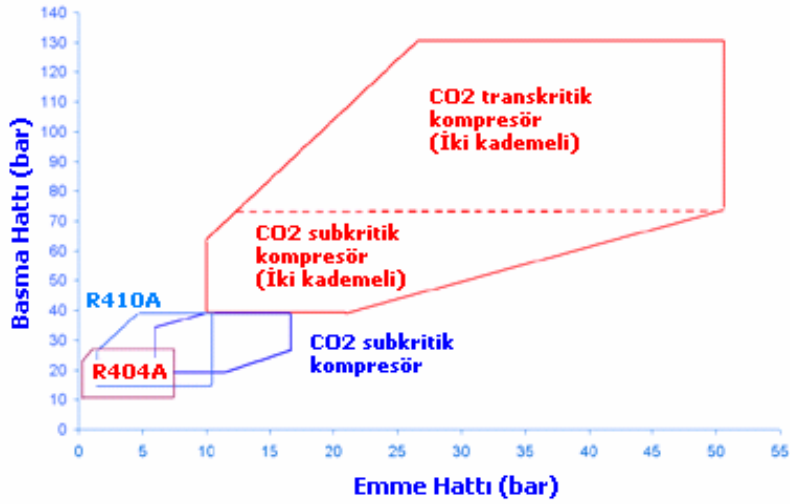
R744 soğutma sistemlerinin genel olarak orta ve düşük sıcaklıktaki ılıman ve soğuk iklim kuşaklarında daha verimli olduğu görülmüştür. Çok sıcak iklim koşullarına sahip bölgelerde kaskad sistemlerin kullanımı tavsiye edilmektedir [23,27].

Süpermarket derin dondurucu ve normal soğutmanın birlikte uygulandığı sistemlerde daha yüksek etkenlik katsayıları ve verimlilik artışı sağlayabilmek için çalışmalar devam etmektedir. Ayrıca sıcak iklim bölgelerinde evaporatif kondenser uygulamaları ile verimliliklerin artırılabilmesi çalışmalarının ilerleyen dönemlerde yoğunluk kazanacağı düşünülmektedir [27].

## 5. CO<sub>2</sub> AKIŞKANLI SOĞUTMA SİSTEMLERİ TEMEL ELEMANLARI

### 5.1. CO<sub>2</sub> Kompresörler

Günümüzde CO<sub>2</sub> ile soğutma teknolojisinin ilerlemesiyle birlikte birçok firma piyasaya kompresör sürmüştür. Hem subkritik hem de transkritik uygulamalara yönelik rotorlu, hermetik, yarı-hermetik, sarmal, vidalı ve santrifüj tipte kompresörle bulunabilmektedir. Transkritik kompresörler uygulamaya yönelik olarak tek ve iki kademeli olarak seçilebilir. Bu kompresörler ayrıca ekonomizer ekipmanı ile da bulunabilmektedir [24].



Şekil 17. Çalışma Basınçlarının Karşılaştırılması [25]

R744 soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörlerin avantaj ve dezavantajları aşağıdaki gibidir;

Tablo 5. R744 Kompresörleri Avantaj ve Dezavantajları [24]

Avantajlar	Dezavantajları
<ul style="list-style-type: none"> <li>Düşük sıkıştırma oranı ve yüksek hacimsel verimlilik</li> <li>Düşük süpürme hacmi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Çok düşük sıcaklıklardaki uygulamalarda basma hattı sıcaklığı çok fazla artmaktadır.</li> <li>Çalışma basınçları yüksek olduğundan dolayı dış kabuk ve diğer komponentlerde önemli bir takviye gerekmektedir.</li> </ul>

### 5.2. CO<sub>2</sub> UYUMLU YAĞLAYICILAR

CO<sub>2</sub> transkritik soğutma sistemlerinde karışabilen veya karışamayan tipte olmak üzere iki tipte sentetik yağlayıcı kullanılmaktadır. Polyfaolefin (PAO) karışamayan tipte yağlayıcı olup, genellikle sıvı CO<sub>2</sub> üzerinde akmaktadır. Karışabilen tipte ise Polyester (POE) yağlayıcılar kullanılır ancak bu yağlayıcılarda suya karşı çok fazla hassasiyet bulunduğundan yağda stabilizasyon sağlanmalıdır. Ayrıntılı bilgi aşağıdaki tabloda mevcuttur [10].

Yağ Tipi	PAO	POE
Çözünübilirlik	Az	Çok
Hidroliz	Az	Suya karşı yüksek hassasiyet
Yağ Ayırıcı	Yüksek derecede filtrasyon gerekli (Aktif karbon ve çok kademeli)	HFC/ HCFC sistemlerinde olduğu gibi basit
Yağ Besleme	Düşük sıcaklıktaki toplama kabından yağ drenajı için gerekli	HFC/ HCFC sistemlerinde olduğu gibi basit
Dezavantajlar	Yağ ayırıcı ve beslemede özel gereklilikler	Yağda stabilizasyon ve suya karşı hassasiyet

### 5.3. CO<sub>2</sub> Genleşme Valfleri

Sistemde gaz soğutucu çıkışında CO<sub>2</sub> gazını evaporatöre sabit entalpide göndermek için mutlaka genleşme işlemi gerçekleştirilir. Bu işlemi gerçekleştiren vanalar aşağıdaki gibidir; [26]

- Kapılar Boru veya Orifis
- Otomatik Genleşme Valfi
- Termostatik Genleşme Valfi
- Elektronik Genleşme Valfi

Valflerin avantaj ve dezavantajlarını Tablo 10'da bulabilirsiniz.

**Tablo 7.** Genleşme Valflerinin Karşılaştırılması [10]

	Kapılar Boru / Orifis	Mekanik Genleşme Valfi	Termostatik Genleşme Valfi	Elektronik Genleşme Valfi
Avantaj	Çok basit ve ucuz.	Değişken kapasiteye göre reaksiyon gösterir.	Dış ortamdaki değişken sıcaklığa göre karşılık gösterir.	Sisteme tam kontrol ve optimizasyon sağlar.
Dezavantaj	Sadece belirlenen şartlarda optimal çalışır.	Sadece tek bir set değeri vardır, dış ortamdaki değişken sıcaklığa yeteri kadar reaksiyon göstermez.	Değişken kapasiteye göre optimizasyon yapmaz.	Pahalı ve kompleks sistemlerdir.



**Şekil 18.** R744 Elektronik Genleşme Vanaları [26]

## 5.4. Kanatlı Borulu CO<sub>2</sub> Isı Değiştirgeçleri

Friterm A.Ş. Ar-Ge bölümü bünyesinde, çevreye duyarlı teknolojiler ana başlığı altında TÜBİTAK destekli bir bilimsel araştırma kapsamında, CO<sub>2</sub> subkritik ve transkritik soğutma sistemlerinde kullanılmak üzere evaporatör ve gaz soğutucu dizaynları üzerine çalışılmıştır. Bu çalışma kapsamında kanatlı borulu CO<sub>2</sub> ısı değiştiricileri tasarımı için bir yazılım geliştirilmesi ve bir test laboratuvarının kurulması gerçekleştirilmiştir. Araştırmada, yazılım verileri ile test laboratuvarı verileri karşılaştırılarak yazılım sonuçlarının test sonuçlarına uyumluluğu sağlanmıştır. Aşağıdaki bilgiler bu araştırma çalışması sonucunda ortaya çıkan verilerin genel bir çerçeve içerisinde aktarılmasıdır. [27]

### 5.4.1. CO<sub>2</sub> Evaporatörler

Kanatlı borulu CO<sub>2</sub> evaporatörleri hem subkritik hem de transkritik çevrimde kullanılabilirler. Tasarım için gerekli veriler temelde üç kısım altında ele alınmaktadır:

1. Hava tarafı tasarım verileri
2. CO<sub>2</sub> tarafı tasarım verileri
3. Isı değiştiricisi tasarım verileri

The screenshot shows the 'Evaporatör Hesap' (Evaporator Calculation) software interface. The main window is titled 'Gaz Soğutucu' (Gas Cooler) and contains the following sections:

- Girdiler (Inputs):**
  - Hava Tarafı (Air Side):** Atmosfer Basıncı (101325 Pa), Hava Debisi (4718.19 m<sup>3</sup>/h), Giriş Sıcaklığı (9.96 C), Bağıl Nem (49.23 %).
  - Akışkan Tarafı (Fluid Side):** Akışkan (CO<sub>2</sub>), Soğ. Akışkan Debisi (100 kg/h), Evaporasyon Sıcaklığı (1.92 C), Kondenzasyon Sıcaklığı (10 C), Kızgınlık Derecesi (5 C), Ağır Soğutma Derecesi (1 C).
- Batarya Tarafı (Battery Side):**
  - Geometri: F 32x28-3/8 C S
  - Boru: Bakır (0.65 mm)
  - Lamel: Alüminyum (0.1 mm)
  - Lamel Hatvesi: 4 mm
  - Uzunluk: 1600 mm
  - Boru Sayısı: 20
  - Sıra Sayısı: 6
  - Devre Sayısı: 3
  - Kollektör Giriş/Çıkış: 12.7 mm
- Çıktılar (Outputs):**
  - Hava Tarafı:** Kapasite (10.3 kW), Hava Çıkış Sıcaklığı (3.76 C), Havanın Çıkış Bağıl Nemi (75.4 %), Hız (1.29 m/s), Hava Basınç Kaybı (21.95 Pa).
  - Akışkan Tarafı:** Debi (171.297 kg/h), Akışkan Basınç Kaybı (0.355 bar), Giriş Entalpisi (223 kJ/kg), Çıkış Entalpisi (438.8 kJ/kg).
  - Batarya Boyutları:** Batarya Yüzeyi (82.72 m<sup>2</sup>), Dgiriş (12.7 mm), Dçıkış (12.7 mm), Kuru Ağırlık (51.58 kg), Ldmaks (1730 mm), LR (1660 mm), HR (685 mm), LH (635 mm), TH (165 mm), TR (250 mm).

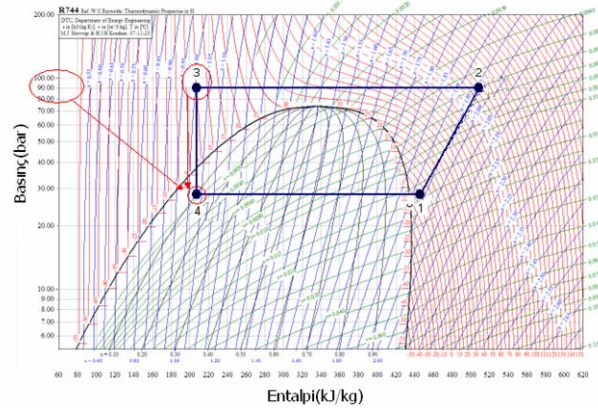
Şekil 19. FRTCOILS CO<sub>2</sub> Evaporatör Modülü Arayüzü [27]

### 5.4.1.1. Hava Tarafı Tasarım Verileri

1. Atmosfer basıncı: Havanın basınca bağlı fiziksel özelliklerinin belirlenebilmesi için atmosfer basıncı bilinmelidir. Burada atmosfer basıncı değeri yerine 'Rakım' değerleri de tanımlanabilir.
2. Hava debisi: İstenen kapasiteyi karşılayabilecek hava debisi bilinmelidir. Hava hızı veya kütleli debi değerleri de tanımlanabilir.
3. Giriş sıcaklığı: Soğutucunun çalışacağı ortam havası giriş sıcaklığı bilinmelidir.
4. Bağıl Nem: Soğutucunun çalışacağı ortam havası bağıl nemi bilinmelidir. Bu kısımda bağıl nem yerine yağ termometre sıcaklığı da tanımlanabilir.

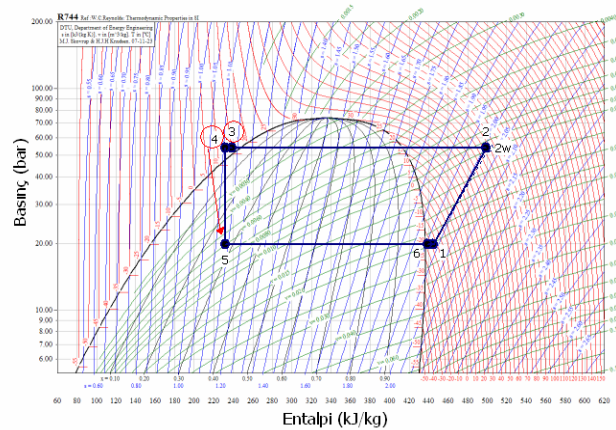
### 5.4.1.2. CO<sub>2</sub> Tarafı Tasarım Verileri

1. Akışkan Debisi: Akışkan debisi biliniyor ise evaporatör çıkış şartları kolaylıkla hesaplanabilir. Bu durumda kızgınlık değeri debi miktarına göre belirlenir. Eğer bilinmiyorsa aşağıda tanımlanması istenen diğer veriler ile birlikte kızgınlık değerinin belirtilmesi gereklidir.
2. Evaporasyon sıcaklığı: Ürün ve soğutucu kullanım gereksinimlerine istinaden belirlenen ortam havası sıcaklığı ile buharlaşma sıcaklığı farkını karşılayacak evaporasyon sıcaklığı bilinmelidir.
3. Kuruluk Derecesi:
  - Transkritik R744 (CO<sub>2</sub>) Soğutma Çevriminde, Evaporatöre giren akışkanın özelliklerinin belirlenebilmesi için akışkanın kuruluk derecesi bilinmelidir. Bu değer çevrimde ısı atımı görevi yapan gaz soğutucunun çalışma basıncı ve çıkış sıcaklığına bağlıdır.



Şekil 20. Transkritik Çevrim Kuruluk Derecesi Tayini [20]

- Subkritik R744 (CO<sub>2</sub>) Soğutma Çevriminde, sistemin tasarım Kondenzasyon sıcaklığı ile aşırı soğutma miktarı bilinmelidir.



Şekil 21. Subkritik Çevrim Kuruluk Derecesi Tayini [20]

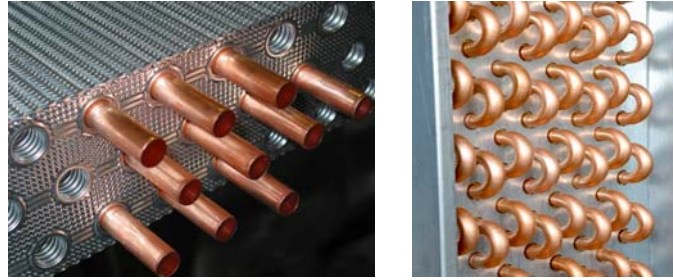
4. Kızgınlık Derecesi: Evaporatör çıkış şartlarının bilinmesi için kızgınlık dercesi belirtilmelidir.
5. Aşırı Soğutma Derecesi: Subkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevriminde tanımlanan kondenzasyon sıcaklığı ile genişleme vanası öncesi sıcaklık farkıdır.

#### 5.4.1.3. Isı Değiştiricisi Tasarım Verileri

Kanatlı borulu ısı değiştiricisi tasarım verileri aşağıda verilmiştir.

- Borular ve sıralar arası mesafe ile boru çapı ve dizilişlerini tanımlayan batarya geometrisi
- Kanat dizili uzunluk
- Boru sayısı
- Sıra sayısı
- Geçiş sayısı veya devre sayısı
- Kanat hatvesi
- Kanat malzemesi
- Kanat kalınlığı
- İlektör çapları (eğer biliniyorsa)
- Distribütör boruları çapı ve boyutu
- Boru malzemesi
- Boru kalınlığı

Yukarıda üç ana başlık altında tanımlanan veriler, kanatlı borulu CO<sub>2</sub> ısı değiştiricinin tasarlanmasına ve hesaplanmasına imkân sağlar.



**Şekil 22.** Bakır Boruların ve Dirseklerin (Kurvelelerin) Görünümü [27]

CO<sub>2</sub> ısı değiştiricinin tasarımında dikkat edilmesi gereken bazı önemli konular vardır. Örneğin, CO<sub>2</sub> evaporatörlerinde çalışma basınçları konvansiyonel soğutma sistemlerinde çalışan evaporatörlerin çalışma basınçlarına nazaran daha yüksektir. Bu nedenle kullanılan bakır boru et kalınlıklarının artırılması gerekir.

Bir diğer konu ise, CO<sub>2</sub> gazı R404A, R410A, R134A, vb. gibi gazlara kıyasla yüksek özgül ısı, yüksek iletim katsayısı ve düşük viskozite değerlerine sahiptir. Bu durum iki gaz için aynı kütleli debide CO<sub>2</sub> gazında daha düşük basınç kaybına neden olur. CO<sub>2</sub> ısı değiştiricinin tasarımında gözlemlenen bir konu da yüksek hacimsel verim nedeni ile boru çaplarının da küçülmeye gidilebildiğidir.

Bu kapsamda, yukarıda belirtilen veriler ışığında tasarlanan CO<sub>2</sub> evaporatör prototipleri ortamları dengeli tip kalorimetrik test laboratuvarında teste alınmışlardır.



Şekil 23. Laboratuarda CO<sub>2</sub> Evaporatör Ürünü Testi [27]



Şekil 24. CO<sub>2</sub> akışkan hazırlama ünitesi [27]

CO<sub>2</sub> evaporatörlerinin test edilmesi için belirlenen koşullar Tablo 11'de verilmiştir.

Tablo 8. Evaporatör Test Şartları [27]					
Test	Test Edilen Ürünler	CO <sub>2</sub> Evaporasyon Sıcaklığı (°C)	CO <sub>2</sub> Kütleli Debisi (kg/h)	Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	Hava Bağıl Nemi (%)
1	Prototip 1	1,58	193,11	12,02	45,17
2	Prototip 2	1,25	164,068	10	48,79
3		-7,08	122,829	-0,01	50,20
4	Prototip 3	-12,39	76,492	-0,01	41,50
5	Prototip 4	-2,74	110,705	15,03	27,70

Evaporatör tasarımları için elde edilen test sonuçları geliştirilen FRTCOILS CO<sub>2</sub> yazılım programında incelenmiştir. Elde edilen deney sonuçları Tablo 12'de görülmektedir.

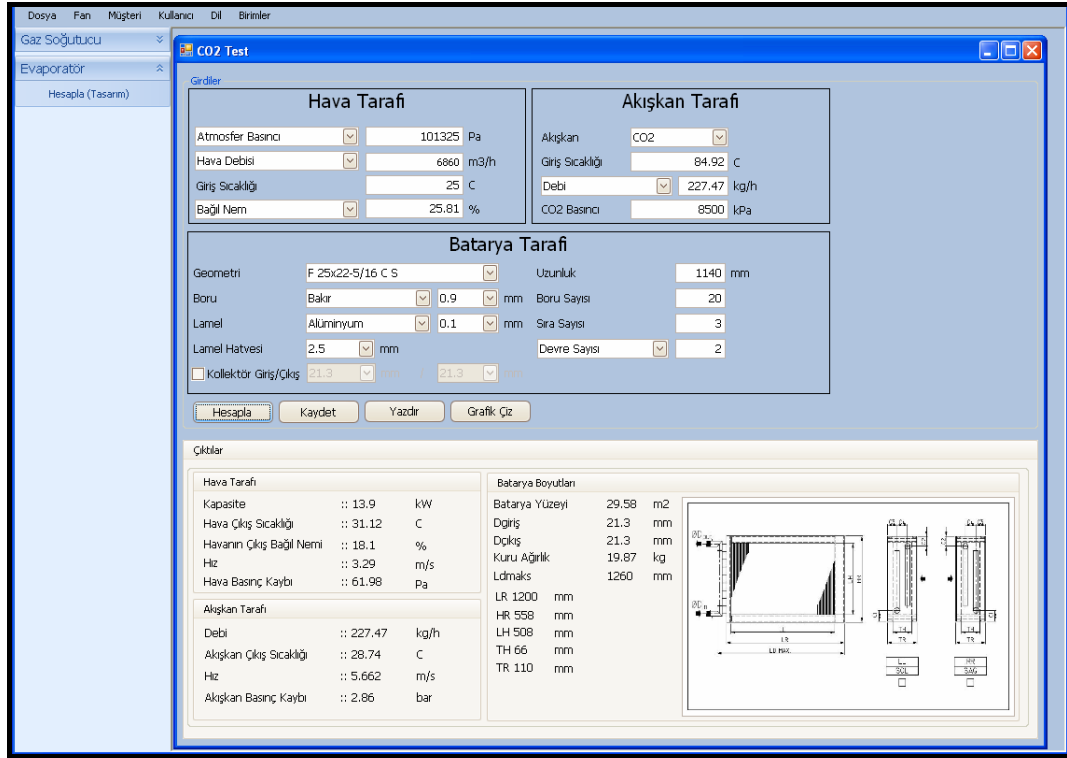
Tablo 9. CO <sub>2</sub> Evaporatör test sonuçları [27]		
Test	Test Edilen Ürünler	Deney Sonuçları Kapasite (kW)
1	Prototip 1	11,503

2	Prototip 2	9,667
3		7,684
4	Prototip 3	4,665
5	Prototip 4	6,989

Elde edilen test sonuçları ile geliştirilen yazılım programı arasında uyumluluk elde edilmiştir.

#### 5.4.1. CO<sub>2</sub> Gaz Soğutucular

Kanatlı borulu CO<sub>2</sub> gaz soğutucular transkritik çevrimde kullanılırlar. Tasarım için gerekli veriler evaporatörlerdeki gibi hava tarafı, CO<sub>2</sub> tarafı ve ısı değiştiricisi tasarım verileri olmak üzere temelde üç kısım altında ele alınmaktadır:



Şekil 25. FRTCOILS CO<sub>2</sub> Gaz Soğutucusu Modülü Arayüzü [27]

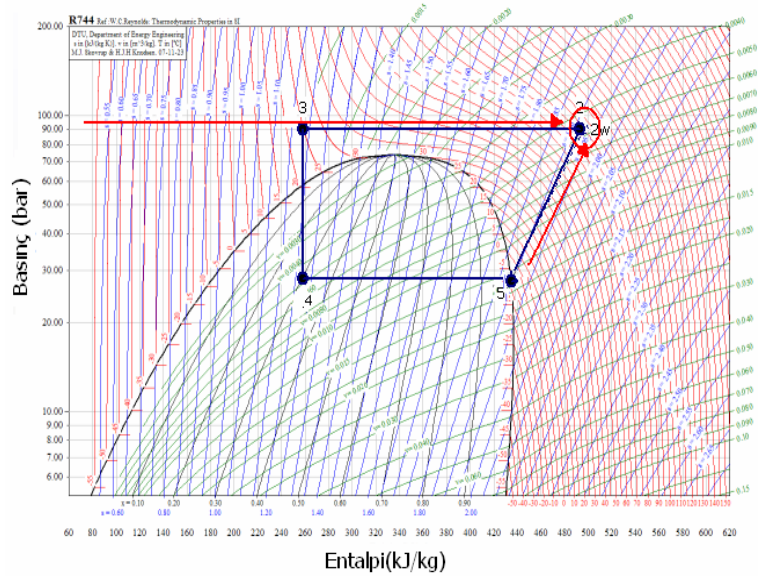
#### 5.4.2.1. Hava Tarafı Tasarım Verileri

1. Atmosfer basıncı: Havanın basınca bağlı fiziksel özelliklerinin belirlenebilmesi için atmosfer basıncı bilinmelidir. Burada atmosfer basıncı değeri yerine 'Rakım' değerleri de tanımlanabilir.
2. Hava debisi: İstenen kapasiteyi karşılayabilecek hava debisi bilinmelidir. Hava hızı veya kütsel debi değerleri de tanımlanabilir.
3. Giriş sıcaklığı: Gaz soğutucunun çalışacağı dış ortam havası sıcaklığı bilinmelidir.
4. Bağıl Nem: Dış havanın bağıl nemi etkili bir parametre olmamakla beraber değeri bilinmelidir.

#### 5.4.2.2. CO<sub>2</sub> Tarafı Tasarım Verileri

1. **Akışkan Giriş Sıcaklığı:** Akışkan giriş sıcaklığı sistem çalışma basınçları ve kompresör verimine bağlı olarak belirtilmelidir.





**Şekil 26.** Akışkan Giriş Sıcaklığının Belirlenmesi [20]

2. Akışkan Debisi: Akışkan debisi biliniyor ise gaz soğutucu çıkış şartları hesaplanabilir. Eğer bilinmiyorsa aşağıda tanımlanması istenen diğer veriler ile birlikte CO<sub>2</sub> gaz soğutucu çıkış sıcaklığının belirtilmesi gereklidir.
3. Akışkan Çıkış Sıcaklığı: Akışkan debisinin bilinmediği durumlarda gaz soğutucu çıkış sıcaklığı mutlaka belirtilmelidir. Tasarımlarda CO<sub>2</sub> çıkış sıcaklığının hava giriş sıcaklığına yakın yaklaşık 3-5 K olması istenir.
4. CO<sub>2</sub> Basıncı: Gaz soğutucu tasarımlarında çalışma basıncı dış ortam sıcaklığı ve kompresör verilerine bağlı olarak belirlenir. Ayrıca sistem EER değerini sadece kompresör basma hattı basıncı değil dış ortam ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığı gibi diğer parametrelerde etkilemektedir. Bu sebepten dolayı sistem tasarımı esnasında optimizasyon çalışması yapılmalıdır.

#### 5.4.2.3. Isı Değiştiricisi Tasarım Verileri

Kanatlı borulu ısı değiştiricisi tasarım verileri aşağıda verilmiştir.

- Borular ve sıralar arası mesafe ile boru çapı ve dizilişlerini tanımlayan batarya geometrisi
- Kanat dizili uzunluk
- Boru sayısı
- Sıra sayısı
- Geçiş sayısı veya devre sayısı
- Kanat hatvesi
- Kanat malzemesi
- Kanat kalınlığı
- Kollektör çapları (eğer biliniyorsa)
- Distribütör boruları çapı ve boyutu
- Boru malzemesi
- Boru kalınlığı

Yukarıda üç ana başlık altında tanımlanan veriler, kanatlı borulu CO<sub>2</sub> ısı değiştiricinin tasarlanmasına ve hesaplanmasına imkân sağlar.

Bu kapsamda, yukarıda belirtilen veriler ışığında tasarlanan CO<sub>2</sub> gaz soğutucusu prototipleri ortamlar dengeli tip kalorimetrik test laboratuvarında teste alınmışlardır.



Şekil 27. CO<sub>2</sub> Gaz Soğutucu Ürünü [27]

Tasarlanan gaz soğutucu Friterm A.Ş. Ar-Ge Test laboratuvarındaki teste tabi tutulmuştur. Test şartları Tablo 13'de belirtilmiştir.

Tablo 10. Gaz Soğutucusu Test Şartları [27]

Test	CO <sub>2</sub> Giriş Basıncı (Mpa)	CO <sub>2</sub> Giriş Sıcaklığı (°C)	CO <sub>2</sub> Kütleli Debisi (kg/h)	Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	Hava Debisi (m <sup>3</sup> /h)
1	7,647	64,78	281,879	25,03	6840
2	9,2	84,92	227,47	25	6840

Gaz soğutucu test sonuçları, geliştirilen FRTCOILS CO<sub>2</sub> yazılım programında incelenmiştir. Elde edilen deney sonuçları aşağıda görülmektedir.

Tablo 11. CO<sub>2</sub> Gaz Soğutucu Test Sonuçları [27]

Test	Deney Sonuçları Kapasite (kW)
1	13,215
2	14,535

Laboratuarda gerçekleştirilen prototip testleri ile yazılım çalışmaları desteklenmiştir. Oluşturulan yazılım programından elde edilen sonuçlar ile deneysel verilerin uygunluğu sağlanmıştır. Sonuç olarak kanatlı borulu CO<sub>2</sub> evaporatör ve gaz soğutucusu tasarımına olanak sağlayan yazılım programı oluşturulmuştur.

## SONUÇ

Yaşamın her alanında geçmişten geleceğe mutlak ihtiyaç olan soğutma sistemlerinde uzun zamandır yaygın olarak CFC ve HCFC soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Bu kimyasal gazlar sera etkisi yarattığından dolayı küresel ısınma probleminin artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle soğutucu akışkan olarak yeni alternatifler arayışına gidilmiştir. Bu noktada dikkatleri üzerine çeken doğal akışkanlarda CO<sub>2</sub> uygulamaları yaygınlaşmaya başlamıştır. R744 gazı için ozon tüketme faktörü sıfır ve küresel ısınma yaratma potansiyeli biridir. Çok ucuz olmasının yanı sıra temin edilmesi de kolaydır. En önemli özellikleri ise yüksek hacimsel soğutma kapasitesi ve ısı özellikleridir. Bu durum hem boru tesisatının emme ve basma hatlarında hem de kullanılan kanatlı borulu ısı değiştiricilerin boru çaplarında küçülmeye gidilmesini sağlar. Tüm bu önemli avantajların yanında CO<sub>2</sub>, 31,06 °C düşük

kritik nokta sıcaklığı ve 73,8 bar yüksek kritik nokta basıncından dolayı diğer geleneksel soğutucu akışkanlara nazaran bir takım ek teknik gereksinimlere ihtiyaç duymaktadır.

Kritik nokta basıncının diğer gazlara kıyasla çok yüksek olmasının özellikle güvenlik açısından problem yaratmaması için kullanılan sistem ekipmanlarının mekanik dayanımının artırılması gerekmektedir. Kritik nokta sıcaklığının düşük olması özellikle ılıman ve sıcak iklime sahip ülkelerde sistemi basma hattının kritik üstü sıcaklıkta çalışması konusunda zorlamaktadır. Bu durum kaskad sistem uygulamaları ve kritik üstü noktada gaz soğutucu uygulamalarında optimizasyon çalışmalarıyla giderilmektedir.

Yukarıda yapılan çalışmalarda da görüldüğü üzere, tasarım şartlarına uygun olan sistem seçimi önem kazanmaktadır. Özellikle daha ılıman ve soğuk iklime sahip bölgelerde subkritik ve transkritik sistemler daha yüksek verimlilikte çalışmaktadır. Sıcak iklim bölgelerinde ise CO<sub>2</sub> kaskad uygulamaları daha verimli olmaktadır.

Sistemin en önemli komponentlerinden olan evaporatör ve gaz soğutucu tasarımları için gerekli yazılım geliştirme çalışmaları yürütülmüştür. Yazılım çalışmaları laboratuvarda gerçekleştirilen prototip testleri ile desteklenmiştir. Oluşturulan yazılım programından elde edilen sonuçlar ile deneysel verilerin uygunluğu görülmüştür. Sonuç olarak kanatlı borulu CO<sub>2</sub> ısı değiştiricisi tasarımına olanak sağlayan yazılım programı elde edilmiştir.

## KAYNAKLAR

- [1] YALÇIN A. Z., Küresel Çevre Politikalarının Küresel Kamusal Mallar Perspektifinden Değerlendirilmesi, Balıkesir Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi, Cilt 12, Sayı 21, ss.288-309, Haziran 2009
- [2] BULGURCU, H., KON, O., İLTEN, N., "Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri İle İlgili Yeni Yasal Düzenlemeler Ve Hedefler ", VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 2007
- [3] ÖZKOL, N.; "Uygulamalı Soğutma Tekniği", TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın No: 115, Nisan 1999, Ankara.
- [4] 2006 Ashrae handbook-refrigeration (SI)
- [5] PEARSON A., Carbon dioxide—new uses for an old refrigerant, 2005
- [6] Thermophysical Properties R744, International Institute of Refrigeration, 2003
- [7] IIR 15th Informatory Note on Refrigerants, February 2000
- [8] Classification of Refrigerants, International Institute of Refrigeration, 2001
- [9] KIM M.H., PETTERSEN, J. ve BULLARD C.W., "Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapour compression systems", Progress in Energy and Combustion Science 30, 119–174, 2004
- [10] Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division, Food Retail CO<sub>2</sub> Refrigeration Systems, Danfoss A/S (RA Marketing/MWA), DKRCE.PA.R1.A1.02 / 520H3371, February 2009
- [11] LEMMON, E. W., HUBER, M. L., MCLINDEN, M. O., NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0, Physical and Chemical Properties Division, 2007
- [12] DuPont - Cantaş AŞ ve Güneş Gaz Ltd. Şti. Mayıs 2010
- [13] EVANS C. L., BOHN Group-Product Management, CO<sub>2</sub> Unit Coolers for Supermarket Refrigeration Systems, September 2009
- [14] <http://www.cartage.org.lb/en/themes/sciences/physics/thermodynamics/basicthermodynamics/Refrigeration/Refrigeration.htm>
- [15] Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division, CO<sub>2</sub> Refrigerant for Industrial Refrigeration, Danfoss A/S (RA Marketing/MWA), DKRCI.PZ.000.C1.02 / 520H2242, September 2007
- [16] ONBAŞIOĞLU H., An Overview of Vapour Compression System Using Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>, İSKİD ACV&R Journal of Turkey, Vol:2, pp: 48-64, 2010
- [17] <http://www.swep.net>
- [18] SARKAR, J., BHATTACHARYYA, S., RAMGOPAL, M., Optimization of a Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications, International Journal of Refrigeration, 27, 2004.

- [19] BAYRAKÇI, H.C., ÖZGÜR, A.E., AKDAĞ, A.E., “Aynı soğutma Yüğü için CO<sub>2</sub>'li ısı pompalarının enerji sarfiyatlarının karşılaştırılması”, IX.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi
- [20] <http://simple-one-stage-co2-cycle.software.informer.com>
- [21] FARTAJ, A., TING, D.S.K., YANG, W.W, “Second law analysis of the transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle”, Energy Conversion and Management Vol:45, 2004
- [22] Danfoss Teknik Dökümanları
- [23] CECCHINATO, L., CORRADI, M., “Transcritical carbon dioxide small commercial cooling applications analysis”, International Journal of Refrigeration, Vol: 34, 2011.
- [24] ZIMMERMANN, A., “Carbon Dioxide as the Refrigerant in Supermarket, CO<sub>2</sub> Compressors”, 10th Short Course in Supermarket Refrigeration, 2010
- [25] Bock Kompresör Teknik Dökümanları
- [26] The Danfoss CO<sub>2</sub> Gas Cooler Solution
- [27] Friterm A.Ş. Teknik Dökümanları

## ÖZGEÇMİŞ

### Fatih KASAP

Fatih KASAP 1986 yılı Karabük doğumludur. 2009 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. Aynı Üniversitenin Isı Akışkan Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine devam etmektedir. Lisans ve Yüksek lisans tezlerini Friterm A.Ş. Ar-Ge bölümü bünyesinde tamamlamıştır. Halen Friterm A.Ş. Ar-Ge bölümünde Test Laboratuvarı ve Ürün Geliştirme Mühendisi olarak görev almaktadır.

### Hasan ACÜL

Hasan ACÜL 1976 yılı Ayvalık doğumludur. 1999 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. Yüksek lisans öğrenimini Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Bilim ve Teknoloji Stratejileri bölümünde tamamlamıştır. Makine Mühendisliği öğrenimi döneminde ve sonrasında ısıtma, soğutma, iklimlendirme sektöründe faaliyet gösteren çeşitli firmaların şantiye, satış, üretim ve ar-ge bölümleri olmak üzere farklı departmanlarda mühendislik ve yöneticilik görevi yürütmüştür. 2003 yılından bugüne dek çalıştığı Friterm A.Ş. firmasında halen Ar-Ge Bölüm Müdürü olarak görev yapmaktadır. Bu görevinin yanı sıra Friterm Akademi sorumluluğu ve eğitmenliği yapmaktadır. Hasan Acül Tübitak/Tüside “Ar-Ge Uzmanı” Sertifikasına sahiptir. Makine Mühendisleri Odası İstanbul Şubesi Kartal İlçe Temsilciliği yürütme kurulu üyesi de yapan Hasan Acül, uluslararası Ürün Geliştirme ve Yönetimi Derneği (PDMA), İstanbul Proje Yönetimi Derneği ve Gemi Modelcileri Derneği üyesi olup evli ve bir kız çocuk babasıdır.

### Hatice CANBAZ

Hatice CANBAZ 1985 yılı Kocaeli doğumludur. 2008 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversitenin Isı Proses Anabilim Dalında yüksek lisans eğitimine devam etmektedir. Lisans mezuniyeti sonrası çalışmaya başladığı Friterm A.Ş. Ar-Ge mühendisliği görevini yaklaşık iki yıldır sürdürmektedir ve Tübitak/Tüside “Ürün Geliştirme Uzmanı” Sertifikasına sahiptir.

### Selim ERBİL

Selim ERBİL 1986 yılı Ankara doğumludur. 2010 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. Yüksek lisans eğitimine İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü'nde devam etmektedir. Lisans bitirme tezini Friterm A.Ş. Ar-Ge bölümü bünyesinde yapmıştır. Şu anda otomotiv sektöründe hizmet veren bir firmada ürün geliştirme ve dizayn mühendisi olarak çalışmaktadır.