

R744 (CO₂) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO₂) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları

Fatih KASAP
Makina Mühendisi
Ar-Ge Mühendisi

Hasan ACÜL
Makina Mühendisi
Ar-Ge Müdürü

Hatice CANBAZ
Makina Mühendisi
Ar-Ge Mühendisi

Selim ERBİL
Makina Mühendisi

ÖZET

R744 (CO₂), 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 (CO₂) 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 CO₂'nin soğutucu akışkan olarak kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır.

Makalemizde R744 (CO₂)'in soğutucu akışkan olarak kullanıldığı sistemler ile kanatlı borulu CO₂ evaporatör ve gaz soğutucular hakkında bilgiler aktarılabacaktır.

Anahtar Kelimeler: CO₂, R744, Transkritik Çevrim, Subkritik Çevrim, Gaz Soğutucusu, Doğal Akışkan

ABSTRACT

R744 (CO₂) 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 (CO₂) started to be used recently. New heat exchanger technology and system components allow R744 (CO₂) to reach competitive efficiency levels for transcritical cycle especially in northern countries and for sub-critic cascade cycle in southern countries.

Recently, CO₂ 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 (CO₂) cooling systems, CO₂ evaporators and gas coolers.

Keywords : CO₂, R744, Transcritical CO₂ Cycle, Subcritical CO₂ 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]. CO₂'nin yanı sıra isobütan, propan gibi doğal akışkanlar yanıcı ve patlayıcı olmaları nedeniyle büyük şarjlı sistemlerde kullanılamaz. R717 (NH₃, 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. CO₂ gazı bu noktada etkili bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. CO₂, 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 CO₂ verim yönünden transkritik çevrim ile özellikle kuzey ülkelerinde ve subkritik kaskad çevrim ile güney ülkelerde rekabetçi seviyelere ulaşmıştır. R744 (CO₂), 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 (CO₂)

R744 (CO₂), 1850 yılında ilk kez soğutucu akışkan olarak, Britanyalı Alexander Twining tarafından gündeme getirilmiştir. Fakat ilk CO₂ 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 CO₂ yavaş yavaş market dışında kalmış, 1950'lerde de kullanımı son bulmuştur. 20. yüzyıl sonlarına gelindiğinde CFC'lerdeki kısıtlamalar yoğunlaştığı için yeni arayışlara girilmiş ve CO₂ ve NH₃ gibi eski, doğal akışkanlar tekrar gündeme gelmiştir. 1990'da Prof. Gustav Lorentzen'in transkritik CO₂ çevrimi patent uygulaması bu konu için bir milat oluşturmuştur [5].

2.1 CO₂ ÇEVRESEL ÖZELLİKLERİ

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. Bağlı bir değer olarak bulunur [6].

2. GWP (Küresel Isınma Etkisi – Global Warming Potential): CO₂'in GWP'si 1 kabul edilerek belli zaman süresinde bir sera gazının çevreye küresel ısınma etkisini CO₂'e bağlı olarak veren değerdir [6].

CO₂'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
R744 (CO₂)	Doğal Akışkan	0	1
R 717 (NH ₃)	Doğal Akışkan	0	<1
ODP: (R11=1 kabul edilmiştir) GWP: (CO ₂ =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 CO₂ emisyonu ise dolaylı etkidir. İki etkinin birden toplamı Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi (TEWI) şeklinde tanımlanır. CO₂, soğutma sistemlerinde toplam eşdeğer ısınma etkisinin azaltılmasında da etkili bir akışkandır [7].

2.2 CO₂ GÜVENİLİRLİK

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. CO₂ 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/m³ 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/m³ yoğunlukta yüksek yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg'dan büyük yanma ısısı üreten soğutucu akışkanları ifade eder. CO₂ yanıcı özelliği olmaya sınıf 1'de yer almaktadır [8].

CO₂'in zehirsiz olduğu belirtilmesine rağmen, havadaki konsantrasyonuna bağlı olarak insanlar üzerinde bir takım fiziksel etkileri vardır. Havadaki CO₂ 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 CO₂ 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.

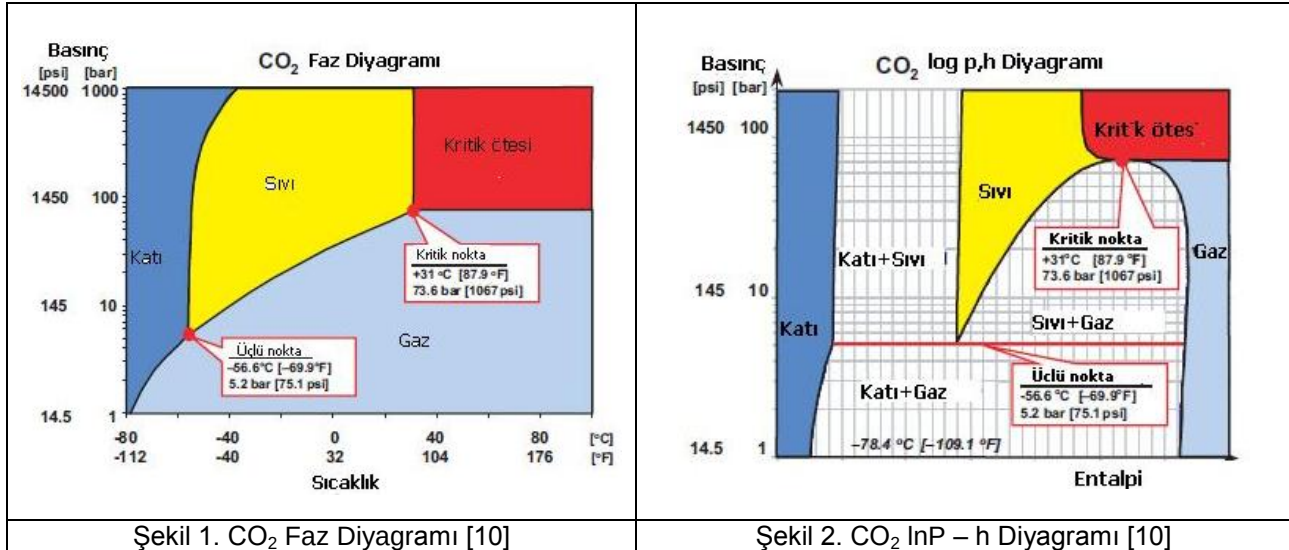
Tablo 2’de yaygın bilinen soğutucu akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması verilmektedir.

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 ₂)	R 717 (NH ₃)
Zehirlilik	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B
Yanıcılık	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2

2.3 CO₂ TERMOFİZİKSEL ÖZELLİKLERİ

Bir soğutma sistemi tasarlarken soğutucu akışkan özellikleri büyük önem arz etmektedir. CO₂ özelliklerinin diğer geleneksel soğutucu akışkanlardan farklı olduğu bilinmektedir. Karşılaştırma yapıldığında CO₂’in en dikkat çekici özelliği düşük kritik nokta sıcaklığı (31,06 °C) ve yüksek basıncıdır (73,8 bar). CO₂’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/m³) oldukça yüksektir [9].

CO₂ faz diyagramından da görüleceği gibi iki fazın denge halinde bulunduğu üç durum vardır: Katı-Gaz, Katı-Sıvı, Sıvı-Gaz denge durumları. Atmosfer basıncı altında CO₂ yalnızca katı veya gaz halde bulunabilir. Bu basınçta sıvı faz mümkün değildir. Bu sıcaklığın üzerinde CO₂ süblimleşerek gaz fazına geçer. 5,2 bar ve -56,6°C CO₂’in üç halinin dengede olduğu koşuldur. Bu şartlarda maddenin üç hali denge durumundadır. 31,1°C’de CO₂ 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 CO₂ Faz Diyagramı, Şekil 2’de CO₂ lnP – h Diyagramı verilmektedir.



Tablo 3’ten görüldüğü gibi CO₂ cazip termofiziksel özelliklere ve benzer halokarbon soğutucu akışkanlarına nazaran düşük viskozite, yüksek hacimsel kapasite, yüksek ısıl iletkenlik ve yüksek buhar yoğunluğuna sahiptir.

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

Soğutucu Akışkan	T_{kritik} , (°C)	P_{kritik} , (bar)	Sıvı Faz Yoğunluğu ρ_f , (kg/m ³) [a]	Gaz Faz Yoğunluğu ρ_g , (kg/m ³) [b]	Isıl Kapasite c_p , (kJ/kg) [a]	Hacimsel Kapasite (kJ/m^3) [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
R744 (CO₂)	31	73,7	934,26	94,148	2,5	22089,00	0,11	0,101
R 717 (NH ₃)	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 CO₂ AKIŞKANININ MALİYETİ

Tablo 4'te yaygın bilinen soğutucu akışkanların karşılaştırmalı fiyatları görülmektedir. Doğal akışkan olarak CO₂'in, maliyetinin geleneksel akışkanlara göre çok daha düşük olduğu görülmektedir.

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

R134a	R404a	R407c	R410a	R507	R744 (CO₂)	R717 (NH ₃)
9,38 €/kg	8,85 €/kg	10,68 €/kg	9,58 €/kg	19,53 €/kg	0,52 €/kg	1,3 €/kg

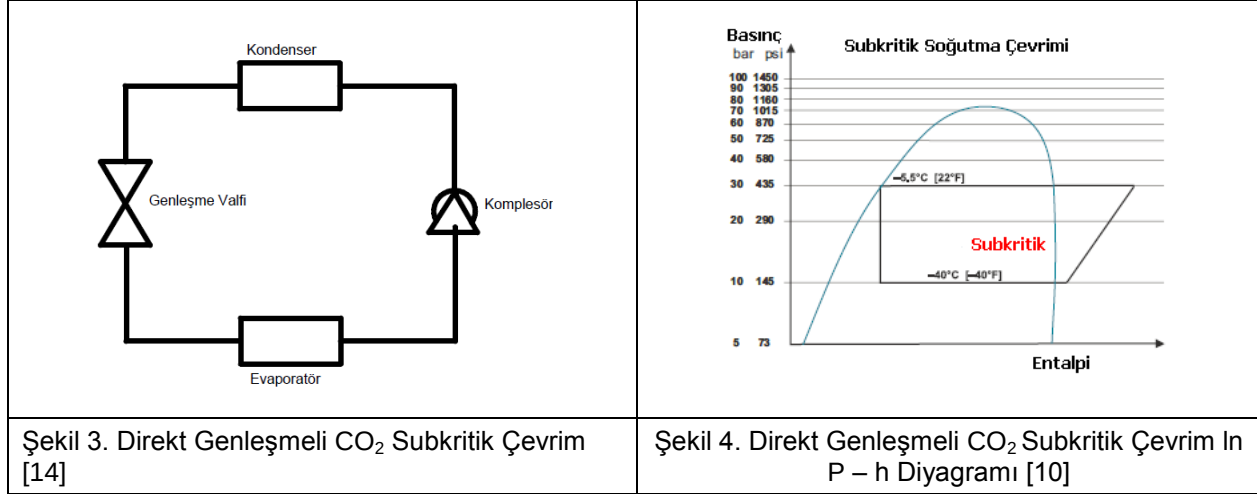
3. CO₂ TEMEL SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

CO₂ 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 SUBKRİTİK ÇEVİRİM

3.1.1 Direkt Genleşmeli CO₂ Subkritik Çevrim

Subkritik çevrim soğutma endüstrisinde en çok kullanılan sistemdir. Bütün sıcaklıklar ve basınçlar kritik noktanın altında, 3'lü noktanın üzerindedir. Tek kademeli CO₂ 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].



3.1.2 CO₂ Subkritik Kaskad Çevrimi

CO₂ 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 (NH₃, amonyak) başta olmak üzere, R404A ve uygun diğer HFC akışkanlar kullanılır [15]. Bu tip sistemlerde çalışma basıncı 40-45 bar dolaylarındadır [16].

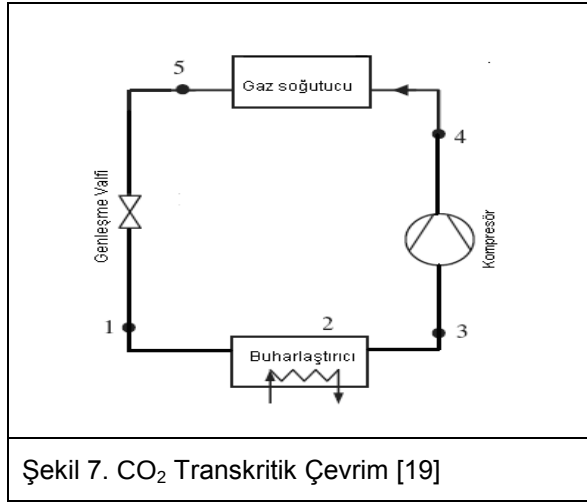
	1-2 CO₂ Kompresöründe izentropik sıkıştırma 2-3 Kaskad Kondenserde (kovan tipi) CO₂'in sabit basınçta yoğuşması 3-4 Genleşme Valfinde sıvı CO₂'in genleşmesi 4-1 Subkritik Evaporatörde sabit basınçta buharlaşma 5-6 R717/R404A/R134A,...vb. Kompresöründe izentropik sıkıştırma 6-7 R717/R404A/R134A,...vb. Kondenserinde sabit basınçta yoğuşma 7-8 R717/R404A/R134A,...vb. Genleşme Valfinde sabit entalpide genişleme 8-5 Kaskad Kondenserde (kovan tipi) sabit basınçta NH₃'ün buharlaşması
Şekil 5. Subkritik CO₂ - R717/R404A/R134A,... Kaskad Çevrimi Şeması [15]	Şekil 6. Subkritik CO₂ - R717/R404A/R134A... Kaskad Çevrimi ln P – h Diyagramı [17]

Kaskad sistemlerde farklı olarak kaskad kondenseri olarak bilinen ısı değişiricisinde CO₂ yoğunlaşırken, yüksek sıcaklık tarafındaki akışkan buharlaşmaktadır. Bu tip ısı değişiriciler plaka tipi veya boru-kovan tipinde olabilir [16].

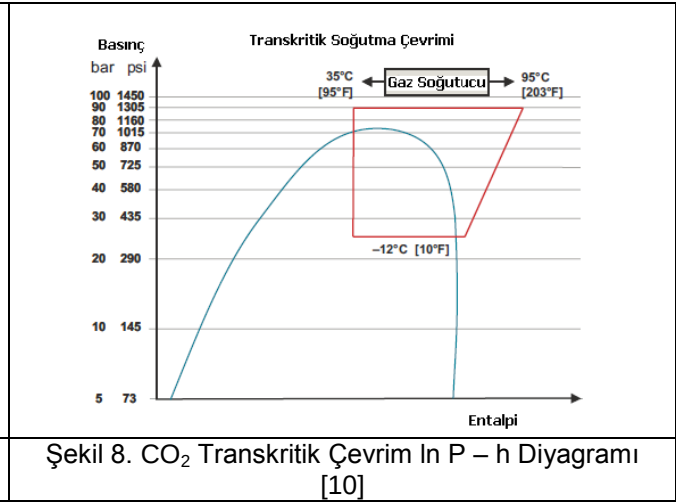
3.2 CO₂ TRANSKRİTİK ÇEVİRİM

3.2.1 CO₂ Transkritik Çevrim

CO₂, 31,06 °C düşük kritik nokta sıcaklığı ve 73,8 bar yüksek kritik nokta basıncına sahiptir. Klasik buhar sıkıştırılmalı çevrimlerde olduğu gibi akışkanın kondenserde yoğunlaşarak atmosfere ısı atması mümkün değildir. Süperkritik bölgede çevreye ısı geçişi gaz fazındaki CO₂'in yoğunlaşmaksızın, sıcaklığının düşmesiyle gerçekleşir. Bu şekilde gerçekleşen çevrimlere “transkritik CO₂ çevrimi” denir [6]. Bu sebeple sistemde kondenserin yerini gaz soğutucu alır. Transkritik CO₂ çevriminde Kompresörde sıkıştırılmış CO₂, gaz soğutucusunda ısını çevreye atar [18].



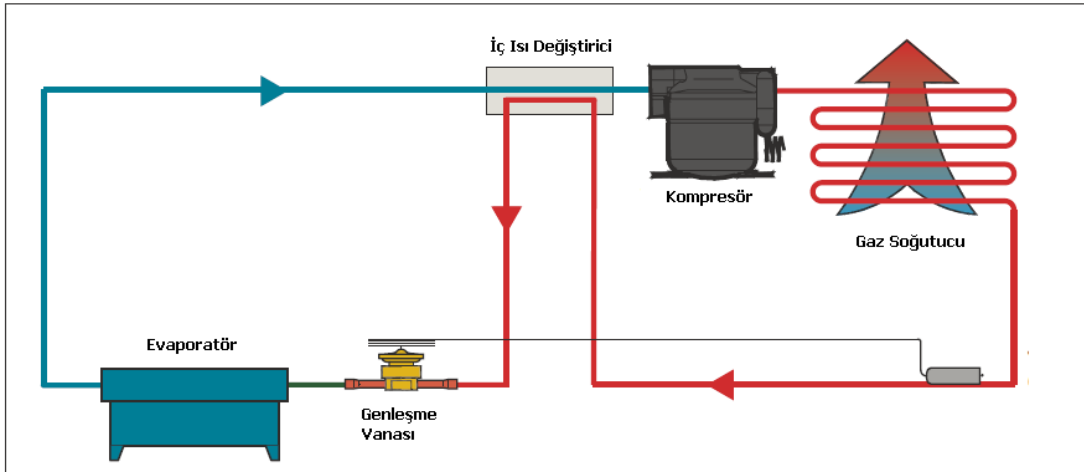
Şekil 7. CO₂ Transkritik Çevrim [19]



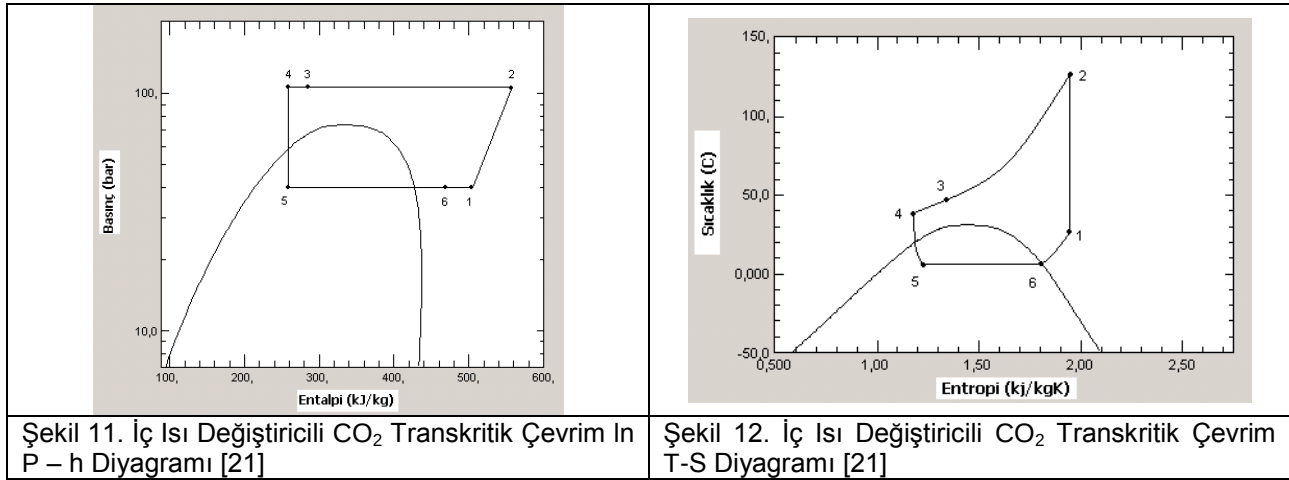
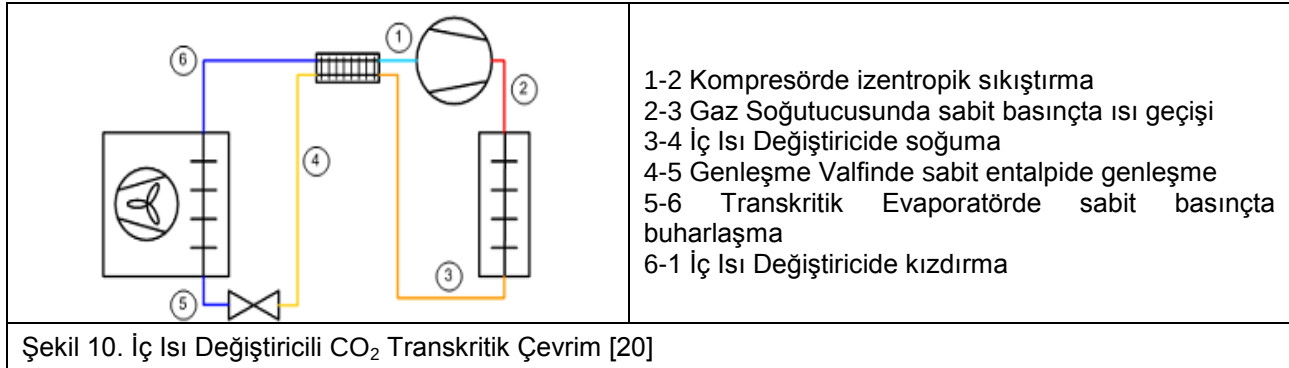
Şekil 8. CO₂ Transkritik Çevrim In P – h Diyagramı [10]

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.

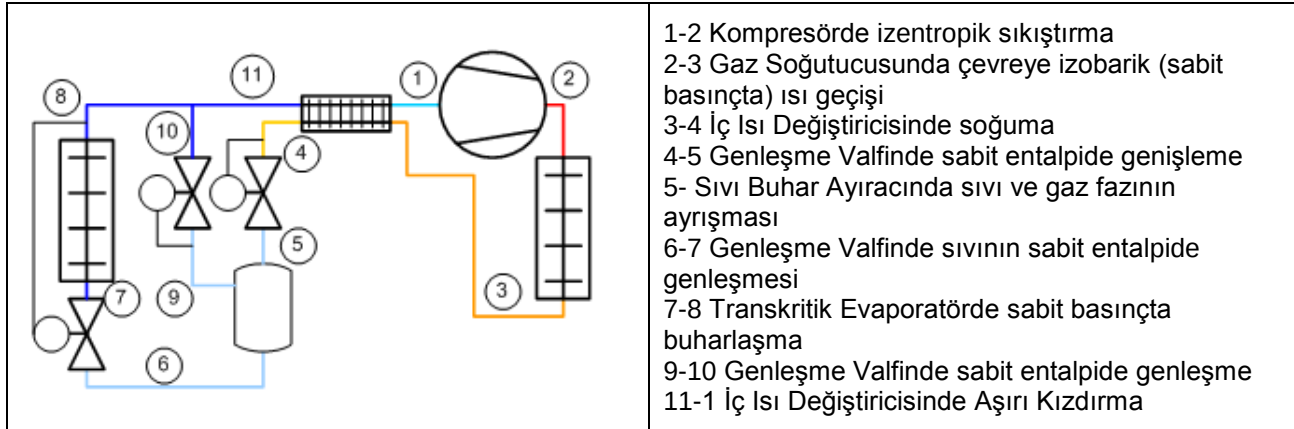


Şekil 9. İç Isı Değiştiricili CO₂ Transkritik Çevrim [10]

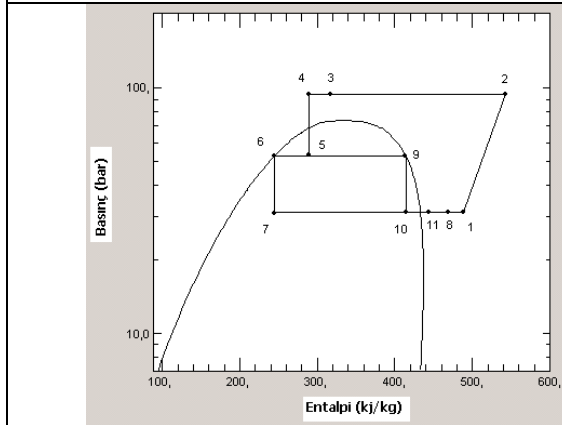


3.2.1.2 İç Isı Değiştiricili Gaz By-Passlı Basit Transkritik Çevrimi

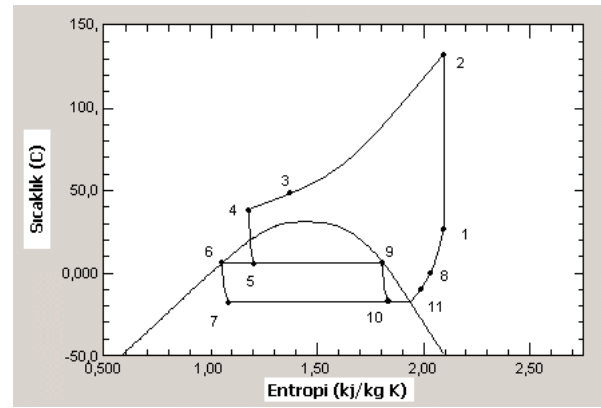
Transkritik sistemlerin verimliliğini artırmak için gaz by-passlı olarak tasarımlar da gerçekleştirilmektedir. Geleneksel sistemlerden farklı olarak ikinci bir genleşme vanası sisteme eklenir. Birinci genleşme işlemi gaz soğutucudan likit tankına gerçekleşirken burada sıvı ve gaz fazları oluşur. Daha 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.



Şekil 13. İç Isı Değiştiricili Gaz Bypasslı CO₂ Transkritik Çevrim [20]



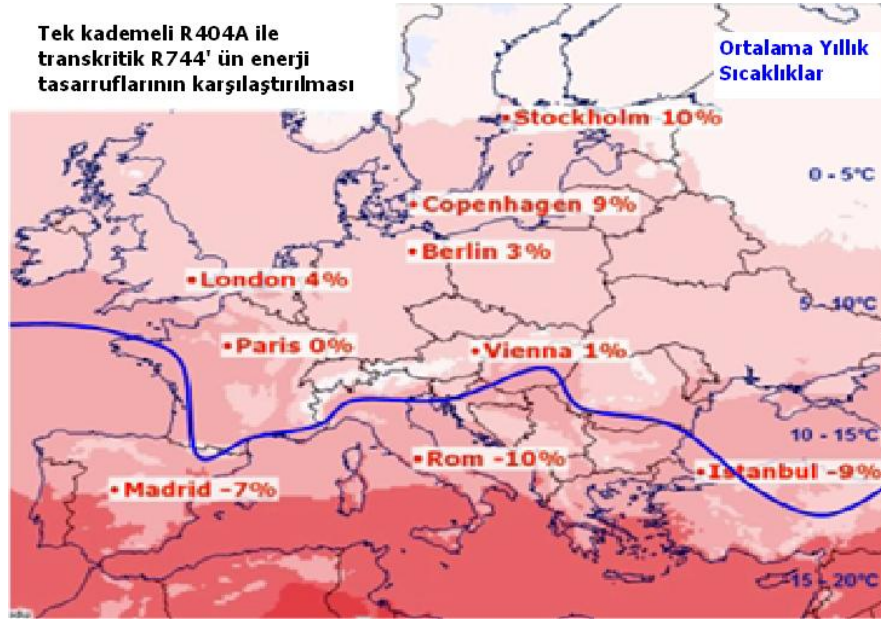
Şekil 14. İç Isı Değiştiricili Gaz Bypasslı CO₂ Transkritik Çevrim ln P – h Diyagramı [27]



Şekil 15. İç Isı Değiştiricili Gaz Bypasslı CO₂ Transkritik Çevrim T-S Diyagramı [27]

4. CO₂ AKIŞKANLI SİSTEMLERİN DİĞER GAZLI SİSTEMLER İLE KARŞILAŞTIRILMASI VE SİSTEM VERİMLİLİĞİ

Son yıllarda CO₂ 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 CO₂ Transkritik Soğutma uygulamalarında Kuzey Avrupa ülkelerinde başı çekmektedir. Yazın sıcak geçtiği dönemlerde bile bu ülkelerde CO₂ 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 CO₂ Transkritik çevrimin enerji tasarrufu karşılaştırmaları Avrupa coğrafik haritası üzerinde gösterilmektedir. [22]



Şekil 16. Avrupa Bölgesinde R744 (CO₂) Transkritik Soğutma Sistem Verimliliğinin R404A gazına göre karşılaştırılması [22]

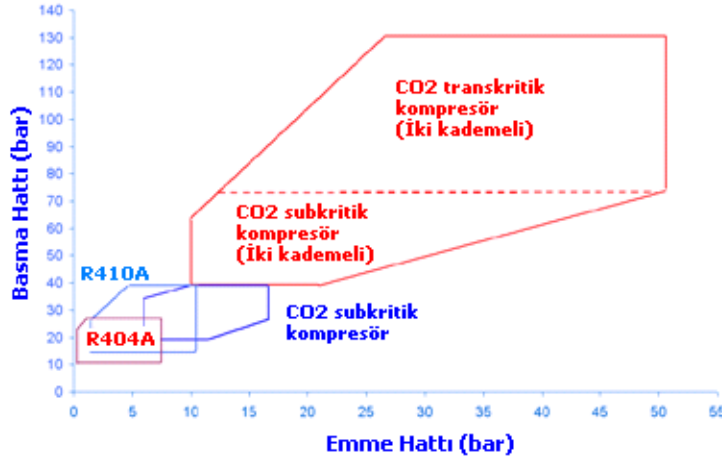
R744 soğutma sistemlerinin genel olarak orta ve düşük sıcaklıktaki ılıman ve soğuk iklim kuşaklarında daha verimli olduğu görülmüştür. Çok sıcak iklim koşullarına sahip bölgelerde kaskad sistemlerin kullanımı tavsiye edilmektedir [23,27].

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. CO₂ AKIŞKANLI SOĞUTMA SİSTEMLERİ TEMEL ELEMANLARI

5.1 CO₂ KOMPRESÖRLER

Günümüzde CO₂ 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 kompresörler bulunabilmektedir. Transkritik kompresörler uygulamaya yönelik olarak tek ve iki kademeli olarak seçilebilir. Bu kompresörler ayrıca ekonomizer ekipmanıyla 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
- Düşük sıkıştırma oranı ve yüksek hacimsel verimlilik - Düşük süpürme hacmi	- Çok düşük sıcaklıklardaki uygulamalarda basma hattı sıcaklığı çok fazla artmaktadır. - Çalışma basınçları yüksek olduğundan dolayı dış kabuk ve diğer komponentlerde önemli bir takviye gerekmektedir.

5.2 CO₂ UYUMLU YAĞLAYICILAR

CO₂ transkritik soğutma sistemlerinde karışabilen veya karışamayan tipte olmak üzere iki tipte sentetik yağlayıcı kullanılmaktadır. Polyfaolefin (PAO) karışamayan tipte yağlayıcı olup, genellikle sıvı CO₂ 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].

Tablo 6. Yağlayıcıların Karşılaştırılması [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 CO₂ GENLEŞME VALFLERİ

Sistemde gaz soğutucu çıkışında CO₂ 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 7’de 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.



5.4 KANATLI BORULU CO₂ ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİ

Friterm A.Ş. Ar-Ge bölümü bünyesinde, çevreye duyarlı teknolojiler ana başlığı altında TÜBİTAK destekli bir bilimsel araştırma kapsamında, CO₂ subkritik ve transkritik soğutma sistemlerinde kullanılmak üzere evaporatör ve gaz soğutucu dizaynları üzerine çalışılmıştır. Bu çalışma kapsamında kanatlı borulu CO₂ 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 CO₂ EVAPORATÖRLER

Kanatlı borulu CO₂ evaporatörleri hem subkritik hem de transkritik çevrimde kullanılabilirler. Tasarım için gerekli veriler temelde üç kısım altında ele alınmaktadır:

1. Hava tarafı tasarım verileri
2. CO₂ tarafı tasarım verileri
3. Isı değıştiricisi tasarım verileri

Evaporatör Hesap

Girdiler

Hava Tarafı		Akışkan Tarafı	
Atmosfer Basıncı	101325 Pa	Akışkan	CO2
Hava Debisi	4718.19 m ³ /h	☐ Soğ. Akışkan Debisi	100 kg/h
Giriş Sıcaklığı	9.96 C	Evaporasyon Sıcaklığı	1.92 C
Bağıl Nem	49.23 %	Kondenzasyon Sica...	10 C
		Kızgınlık Derecesi	5 C
		Aşırı Soğutma Derecesi	1 C

Batarya Tarafı

Geometri	F 32x28-3/8 C S	Uzunluk	1600 mm
Boru	Bakır 0.65 mm	Boru Sayısı	20
Lamel	Alüminyum 0.1 mm	Sıra Sayısı	6
Lamel Hatvesi	4 mm	Devre Sayısı	3
☐ Kollektör Giriş/Çıkış	12.7 mm / 12.7 mm		

Çıktılar

Hava Tarafı		Akışkan Tarafı	
Kapasite	:: 10.3 kW	Debi	:: 171.297 kg/h
Hava Çıkış Sıcaklığı	:: 3.76 C	Akışkan Basıncı Kaybı	:: 0.355 bar
Havanın Çıkış Bağıl Nem	:: 75.4 %	Giriş Entalpisi	:: 223 kJ/kg
Hız	:: 1.29 m/s	Çıkış Entalpisi	:: 438.8 kJ/kg
Hava Basıncı Kaybı	:: 21.95 Pa		

Batarya Boyutları

Batarya Yüzeyi	82.72 m ²	LR	1660 mm
Dgiriş	12.7 mm	HR	685 mm
Dçıkış	12.7 mm	LH	635 mm
Kuru Ağırlık	51.58 kg	TH	165 mm
Ld maks	1730 mm	TR	250 mm

Diagram: A schematic diagram of the evaporator module showing the flow of air and refrigerant, with labels for various dimensions and components.

Şekil 19. FRTCOILS CO₂ Evaporatör Modülü Arayüzü [27]

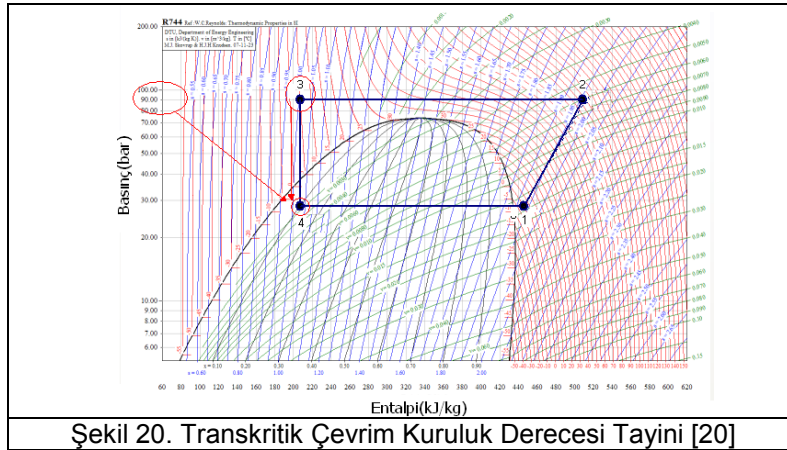
5.4.1.1 Hava Tarafı Tasarım Verileri

1. **Atmosfer basıncı:** Havanın basınca bağlı fiziksel özelliklerinin belirlenebilmesi için atmosfer basıncı bilinmelidir. Burada atmosfer basıncı değeri yerine 'Rakım' değeri de tanımlanabilir.
2. **Hava debisi:** İstenen kapasiteyi karşılayabilecek hava debisi bilinmelidir. Hava hızı veya kütleli debi değeri 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.

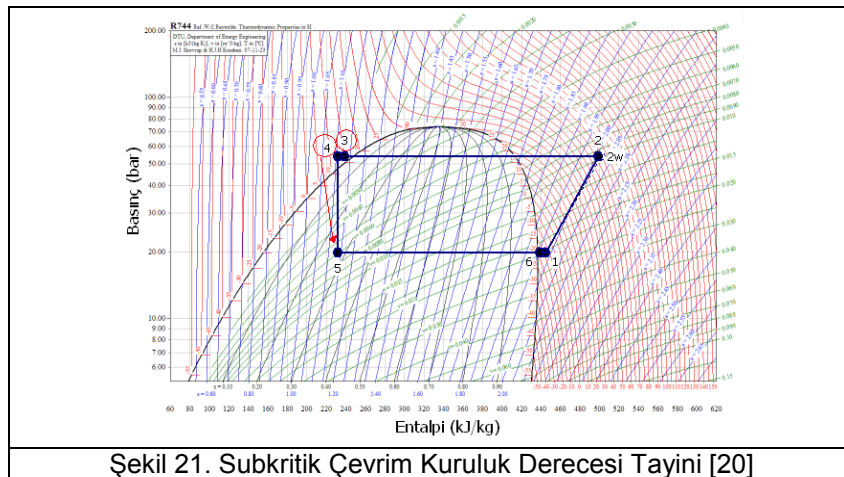
5.4.1.2 CO₂ Tarafı Tasarım Verileri

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 (CO₂) 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 (CO₂) Soğutma Çevriminde, sistemin tasarım Kondenzasyon sıcaklığı ile aşırı soğutma miktarı bilinmelidir.



Şekil 21. Subkritik Çevrim Kuruluk Derecesi Tayini [20]

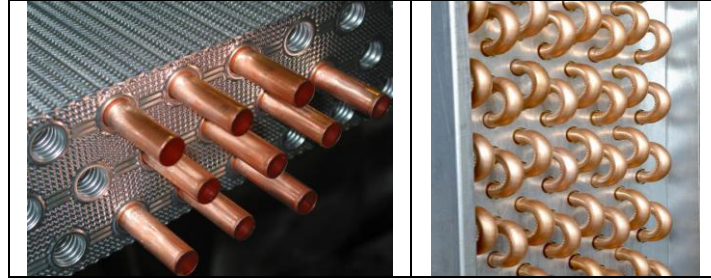
4. **Kızgınlık Derecesi:** Evaporatör çıkış şartlarının bilinmesi için kızgınlık derecesi belirtilmelidir.
5. **Aşırı Soğutma Derecesi:** Subkritik CO₂ soğutma çevriminde tanımlanan kondenzasyon sıcaklığı ile genleşme vanası öncesi sıcaklık farkıdır.

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
- Kollektör çapları (eğer biliniyorsa)
- Distribütör boruları çapı ve boyutu
- Boru malzemesi
- Boru kalınlığı

Yukarıda üç ana başlık altında tanımlanan veriler, kanatlı borulu CO₂ ısı değiştiricinin tasarlanmasına ve hesaplanmasına imkân sağlar.



Şekil 22. Bakır boruların ve dirseklerin (kurvelerin) görünümü [27]

CO₂ ısı değiştiricinin tasarımında dikkat edilmesi gereken bazı önemli konular vardır. Örneğin, CO₂ 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, CO₂ 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 CO₂ gazında daha düşük basınç kaybına neden olur. CO₂ ısı değiştiricinin tasarımında gözlemlenen bir konu da yüksek hacimsel verim nedeni ile boru çapların da küçülmeye gidilebildiğidir.

Bu kapsamda, yukarıda belirtilen veriler ışığında tasarlanan CO₂ evaporatör prototipleri ortamla dengeli tip kalorimetrik test laboratuvarında teste alınmışlardır.



Şekil 23. Laboratuarda CO₂ Evaporatör Ürünü Testi [27]



Şekil 24. CO₂ akışkan hazırlama ünitesi [27]

CO₂ evaporatörlerinin test edilmesi için belirlenen koşullar Tablo 11’de verilmiştir.

Tablo 8. Evaporatör test şartları [27]					
Test	Test Edilen Ürünler	CO ₂ Evaporasyon Sıcaklığı (°C)	CO ₂ 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 CO₂ yazılım programında incelenmiştir. Elde edilen deney sonuçları Tablo 12’de görülmektedir.

Tablo 9. CO₂ 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.

5.4.2 CO₂ GAZ SOĞUTUCULAR

Kanatlı borulu CO₂ gaz soğutucular transkritik çevrimde kullanılırlar. Tasarım için gerekli veriler evaporatörlerdeki gibi hava tarafı, CO₂ tarafı ve ısı değiştiricisi tasarım verileri olmak üzere temelde üç kısım altında ele alınmaktadır:

The screenshot displays the 'CO2 Test' software interface. It is divided into three main input sections: 'Hava Tarafı' (Air Side), 'Akışkan Tarafı' (Refrigerant Side), and 'Batarya Tarafı' (Battery Side). Below these are buttons for 'Hesapla' (Calculate), 'Kaydet' (Save), 'Yazdır' (Print), and 'Grafik Çiz' (Draw Graph). The 'Çıktılar' (Outputs) section at the bottom shows calculated results for both air and refrigerant sides, including capacity, temperatures, pressures, and flow rates. A technical drawing of the heat exchanger is also visible on the right.

Hava Tarafı		Akışkan Tarafı	
Atmosfer Basıncı	101325 Pa	Akışkan	CO2
Hava Debisi	6860 m ³ /h	Giriş Sıcaklığı	84.92 C
Giriş Sıcaklığı	25 C	Debi	227.47 kg/h
Bağıl Nem	25.81 %	CO2 Basıncı	8500 kPa

Batarya Tarafı	
Geometri	F 25x22-5/16 C S
Boru	Bakır 0.9 mm
Lamel	Alüminyum 0.1 mm
Lamel Hatvesi	2.5 mm
Kollektör Giriş/Çıkış	21.3 mm
Uzunluk	1140 mm
Boru Sayısı	20
Sıra Sayısı	3
Devre Sayısı	2

Çıktılar	
Hava Tarafı	Batarya Boyutları
Kapasite :: 13.9 kW	Batarya Yüzeyi 29.58 m ²
Hava Çıkış Sıcaklığı :: 31.12 C	Dış Çıkış 21.3 mm
Havanın Çıkış Bağıl Nemli :: 18.1 %	İç Çıkış 21.3 mm
Hız :: 3.29 m/s	Kuru Ağırlık 19.87 kg
Hava Basınç Kaybı :: 61.98 Pa	Ld maks 1260 mm
Akışkan Tarafı	LR 1200 mm
Debi :: 227.47 kg/h	HR 558 mm
Akışkan Çıkış Sıcaklığı :: 28.74 C	LH 508 mm
Hız :: 5.662 m/s	TH 66 mm
Akışkan Basınç Kaybı :: 2.86 bar	TR 110 mm

Şekil 25. FRTCOILS CO₂ Gaz Soğutucusu Modülü Arayüzü [27]

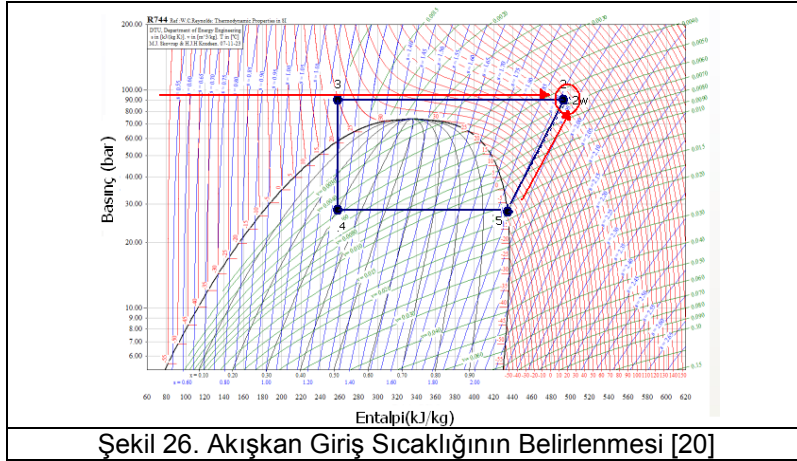
5.4.2.1 Hava Tarafı Tasarım Verileri

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 değeri 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 CO₂ Tarafı Tasarım Verileri

1. **Akışkan Giriş Sıcaklığı:** Akışkan giriş sıcaklığı sistem çalışma basınçları ve kompresör verimine bağılı 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 CO₂ gaz soğutucu çıkış sıcaklığının belirlenmesi gereklidir.
3. **Akışkan Çıkış Sıcaklığı:** Akışkan debisinin bilinmediği durumlarda gaz soğutucu çıkış sıcaklığı mutlaka belirtilmelidir. Tasarımlarda CO₂ çıkış sıcaklığının hava giriş sıcaklığına yakın yaklaşık 3-5 K olması istenir.
4. **CO₂ Basıncı:** Gaz soğutucu tasarımlarında çalışma basıncı dış ortam sıcaklığı ve kompresör verilerine bağılı 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 CO₂ ısı değiştiricinin tasarlanmasına ve hesaplanmasına imkân sağlar.

Bu kapsamda, yukarıda belirtilen veriler ışığında tasarlanan CO₂ gaz soğutucusu prototipleri ortamları dengeli tip kalorimetrik test laboratuvarında teste alınmışlardır.



şekil 27. CO₂ Gaz Soğutucu Ürünü [27]

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

Tablo 10. Gaz Soğutucusu Test şartları [27]					
Test	CO ₂ Giriş Basıncı (Mpa)	CO ₂ Giriş Sıcaklığı (°C)	CO ₂ Kütlesel Debisi (kg/h)	Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	Hava Debisi (m ³ /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 CO₂ yazılım programında incelenmiştir. Elde edilen deney sonuçları aşağıda görölmektedir.

Tablo 11. CO ₂ Gaz soğutucu test sonuçları [27]	
Test	Deney Sonuçları Kapasite (kW)
1	13,215
2	14,535

Laboratuvarında gerçekleştirilen prototip testleri ile yazılım çalışmaları desteklenmiştir. Oluşturulan yazılım programından elde edilen sonuçlar ile deneysel verilerin uygunluğu sağlanmıştır. Sonuç olarak kanatlı borulu CO₂ 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 CO₂ uygulamaları yaygınlaşmaya başlamıştır. R744 gazı için ozon tüketme faktörü sıfır ve

küresel ısınma yaratma potansiyeli birdir. 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 CO₂, 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 CO₂ 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 CO₂ 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 CO₂ vapour compression systems”, Progress in Energy and Combustion Science 30, 119–174, 2004
- [10] Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division, Food Retail CO₂ 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, CO₂ 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, CO₂ 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 CO₂, 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 CO₂ 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 CO₂’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 CO₂ 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, CO₂ Compressors”, 10th Short Course in Supermarket Refrigeration, 2010
- [25] Bock Kompresör Teknik Dökümanları
- [26] The Danfoss CO₂ Gas Cooler Solution
- [27] Friterm A.Ş. Teknik Dökümanları

YAZAR ÖZGEÇMİŞ:

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.

YAZAR ÖZGEÇMİŞ:

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 üyeliği 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.

YAZAR ÖZGEÇMİŞ:

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.

YAZAR ÖZGEÇMİŞ:

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.