

KARBONDİOKSİT AKIŞKANLI TRANSKRİTİK SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE VALF SEÇİM KRİTERLERİ

Valve Selection for Transcritical Carbondioxide Refrigeration Systems

Erbil İYİM
Ayberk ALTINTAŞ
Çağlar ALMIŞ

ÖZET

Geçmişte iklimlendirme ve soğutma çevrimlerinde sıklıkla kullanılan CFC ve HCFC sınıfındaki gazların kullanımı; ozon tabakasına ve küresel ısınmaya negatif etkileri sebebi ile 1989 yılında imzalanan “Montreal Protokolü” kapsamında zamana yayılan bir biçimde kısıtlanmaktadır. Günümüz soğutma sistemlerinde, kullanımı kısıtlanan gazların yerini karbondioksit gibi daha çevreci soğutucu akışkanlar almaktadır.

Soğutucu akışkan olarak karbondioksit (R744), özellikle transkritik çevrimlerde, diğer soğutucu akışkanlara göre çok daha yüksek basınçlara ve yüksek sıcaklıklara ulaşmaktadır. Karbondioksit'in transkritik çevriminde kullanılacak sistem elemanları da bu özel koşullara göre farklılık göstermektedir.

Transkritik sistemlerdeki basınçların ve sıcaklıkların farklılığı, sistem elemanları tasarlanırken pek çok farklı parametrenin değiştirilmesini beraberinde getirmektedir. Makale içerisinde transkritik soğutma sistemlerinde kullanılacak olan valflerin tasarım detayları verilmiştir. Soğutucu sistem tasarlanırken kullanılacak olan valflerin seçimlerine ve doğrulanmasına yönelik hesaplamalar ayrıca makale içerisinde sunulmaktadır. Son bölümde transkritik karbondioksit akışkanlı soğutma sistemlerinde kullanılacak olan elemanların gelecek 20 yıldaki gelişimleri öngörülerek açıklanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Soğutma sistemleri, Karbondioksit, Valf, R744.

ABSTRACT

Refrigeration gasses (CFC and HCFC) which previously used on refrigeration and air conditioning systems had restricted by “Montreal Protocol” ratified in 1989; because of their negative effects against ozone layer and global warming. Those fluids are replacing by environmentally friendly fluids on modern-day refrigeration systems.

Carbon dioxide as a refrigerant (R744), can reach higher pressures temperatures then other refrigerants especially with transcritical cycles. Refrigerant system equipment which is used on such systems should be differing from the other system solutions.

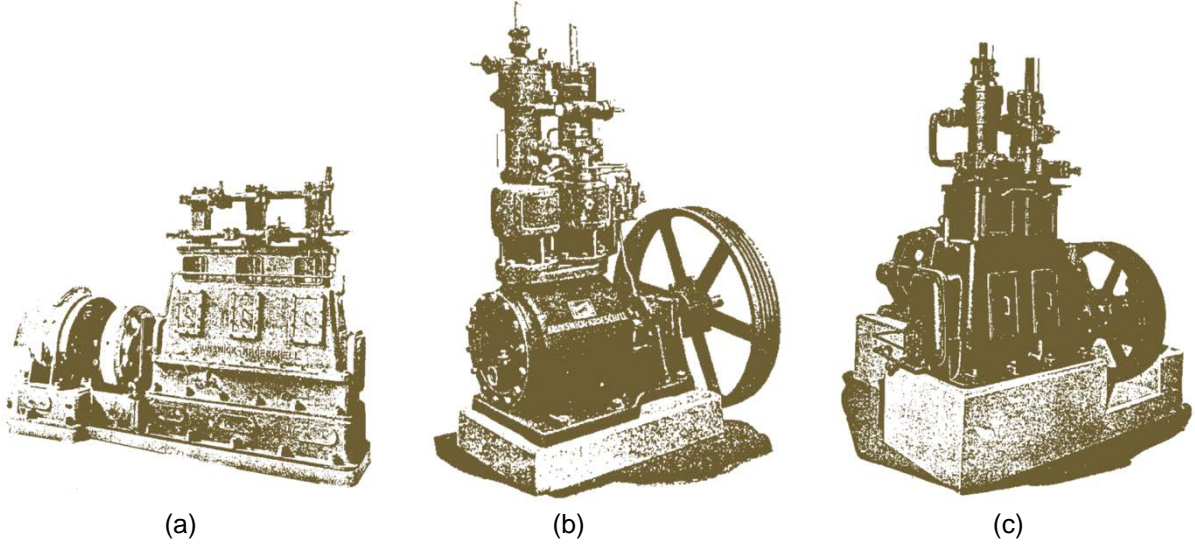
The difference in pressures and temperatures in transcritical systems brings about the alteration of many different parameters when designing the system elements. The calculations used for designing refrigerant systems are presented on the paper. Design details of the valves to be used in transcritical cooling systems are given in the article. The development of the elements to be used in transcritical carbon dioxide cooling systems in the next 20 years is explained in the last chapter.

Key Words: Refrigeration systems, Carbon dioxide, Valve, R744.

1. GİRİŞ

İnsanoğlunun iklimlendirmeye olan ihtiyacı ve çözümleri antik çağlardan beri çalışılan bir konu olmasına rağmen, günümüzde mühendislik uygulamalarında bildiğimiz anlamda soğutma sistemleri yaklaşık 200 yıllık bir geçmişe sahiptir [1]. Amerika Birleşik Devletleri'nde soğutma ile ilgili ilk patent Thomas Moore tarafından 1803 yılında alınmıştır [2]. 1803 yılında icat edilen bu basit soğutucu kutudan bu yana soğutma sistemleri zamanın şartlarına göre evrilerek ve gelişerek günümüzde kullandığımız halini almıştır.

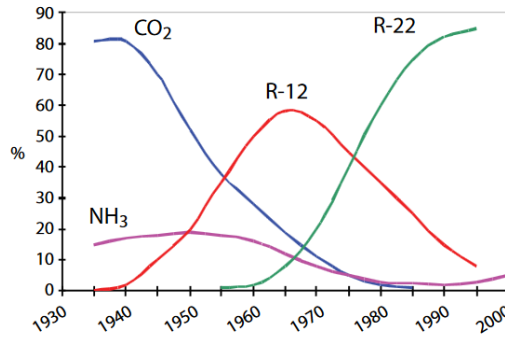
Buhar sıkıştırmalı çevrimlerde soğutucu akışkan olarak karbondioksit ise Alexander Twining tarafından ilk defa 1850 yılında alınan patentte bahsedilmiştir [3]. 1800'lü yılların ikinci yarısından başlayarak, özellikle 1886'da karbondioksit kompresörlerinin icadı ile bu gaz, soğutucu akışkan olarak yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bu yıllarda kullanılan karbondioksit akışkanlı soğutma sistemleri önce buz makinelerinde, daha sonra gemiler gibi daha ziyade büyük hacimli uygulamalarda kullanılarak gelişti (Şekil 1). Ancak karbondioksit akışkanlı soğutma sistemleri gerek yüksek maliyetleri gerekse ekipmanlarının görece büyük olması sebebi ile bireysel kullanıcılara yaygın olarak sunulamadılar. 1940'lı yıllarda kloroflorakarbon (CFC) soğutucu akışkanların yaygınlaşması ile soğutucu sistemlerdeki trendi bu akışkanlara bıraktı [4]. Bu yıllarda ticari adı "Freon" olan R12, R22, R410a gibi akışkanlar da "güvenli" olarak nitelendirilerek yaygınlaştılar.



Şekil 1. Carrier tarafından imal edilen karbondioksit kompresörleri 1933: Üç silindirli yatay karbondioksit kompresörü (Genellikle yolcu gemilerindeki uygulamalarda kullanılmıştır.) (a), Model EC12 çift silindirli eksantrik karbondioksit kompresörü (b), Model V-36 denizcilik uygulamaları için yatay tip iki silindirli karbondioksit kompresörü (c).

1940'lı yılları takip eden yıllarda kloroflorakarbon (CFC), hidroflorekarbon (HFC) ve hidrokloroflorakarbon (HCFC) gazları soğutucu sistemlerde yaygın olarak kullanıldı. Soğutma sistemlerindeki teknolojinin de gelişimi ile özellikle buzdolapları ve sonrasında klimalar ile bireysel kullanıcılara ulaşan bu sistemler ve gazlar gün geçtikçe daha da yaygınlaşan şekilde kullanıldılar.

1985'de imzalanan "Ozon Tabakasının Korunmasına Yönelik Birleşmiş Milletler Sözleşmesi" diğer adı ile Montreal Protokolü uyarınca ozon tabakasına zararlı olan pek çok CFC, HFC ve HCFC türünde azaltılma ve ilerleyen tarihlerde tamamen yasaklama kararı alındı [5]. Montreal protokolü, "güvenli gazların" yaygınlaşması için bir kilometre taşı olarak görülmektedir. 1990'lı yıllardan başlayarak günümüze kadar olan bu süreçte Montreal Protokolü ile kısıtlanan gazlara alternatif soğutucu akışkan arayışları hızlanmış, aynı zamanda çevreye zararlı olmayan soğutucu akışkanları kullanan sistemler tekrar yaygınlaşmıştır. Bu akışkanların başında ise karbondioksit gelmektedir. (Şekil 2).



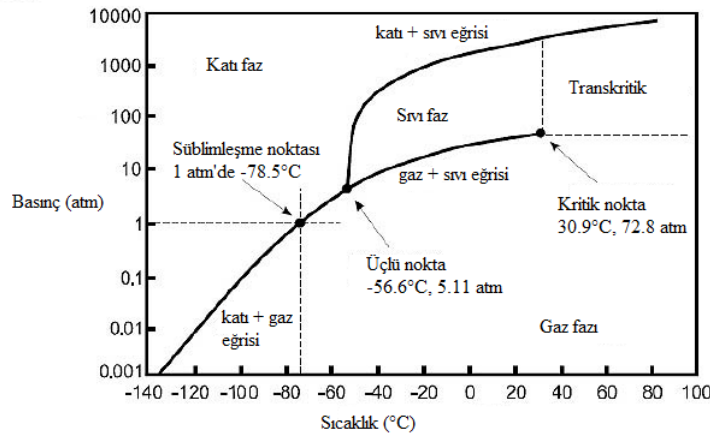
Şekil 2. 20. yy. boyunca soğutucu sistemlerde kullanılan bazı akışkanların Kuzey Amerika pazardaki kullanım trendleri [6]

Montreal Protokolünü takip eden yıllarda bir soğutucu sistem gazı olarak karbondioksit eğilimlerde önemli ölçüde artış gözlemlenmektedir. Ancak makalenin devamında açıklanacağı üzere, diğer soğutucu akışkanlara göre farklı sistem parametrelerinde çevrimde kullanılan karbondioksit için tasarlanan sistemlerdeki elemanların da değişkenlik göstermesi gerekmektedir.

2. KARBONDİOKSİT AKIŞKANLI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Günümüzde kullandığımız anlamda buhar sıkıştırmalı karbondioksit akışkanı kullanılan soğutma sistemleri, 1900'li yılların başından beri özellikle büyük ölçekli sistemlerde kullanılmaktadır. Karbondioksit akışkanlı soğutucu sistemler 1900 – 1940 yılları arasında genellikle dökme demirden, büyük kompresörler ile kontrol edildiği için özellikle denizcilik uygulamalarında kullanılmışlardır. 1912 yılında ilk ve son seferini yapan Titanik transatlantik gemisinde ilk defa iki adet yatay pistonlu dupleks karbondioksit kompresörlü soğutma sistemi kullanılmıştır [7].

1930 – 1940'lı yıllarda CFC gazlarının yaygınlaşması ile sistem tasarımı daha ekonomik olan bu gazlar soğutma sistemlerinde kullanılmaya başlanmıştır. Bu gazların yaygın kullanımı, gazların küresel ısınmaya ve ozon tabakasına etkilerinin ortaya çıkmaya başladığı 1980'li yıllara kadar sürmüştür. CFC ve HCFC gazlarının kullanımlarının kısıtlanması ile soğutma sistemlerinde ozon tabakasına zararlı gazlara alternatif CFC – HCFC ve HFO gazları geliştirilmeye başlanmıştır. Bunun yanı sıra en çevreci ve verimli alternatiflerin başında soğutucu akışkan olarak Şekil 3'te faz diyagramı verilen karbondioksit gelmektedir.



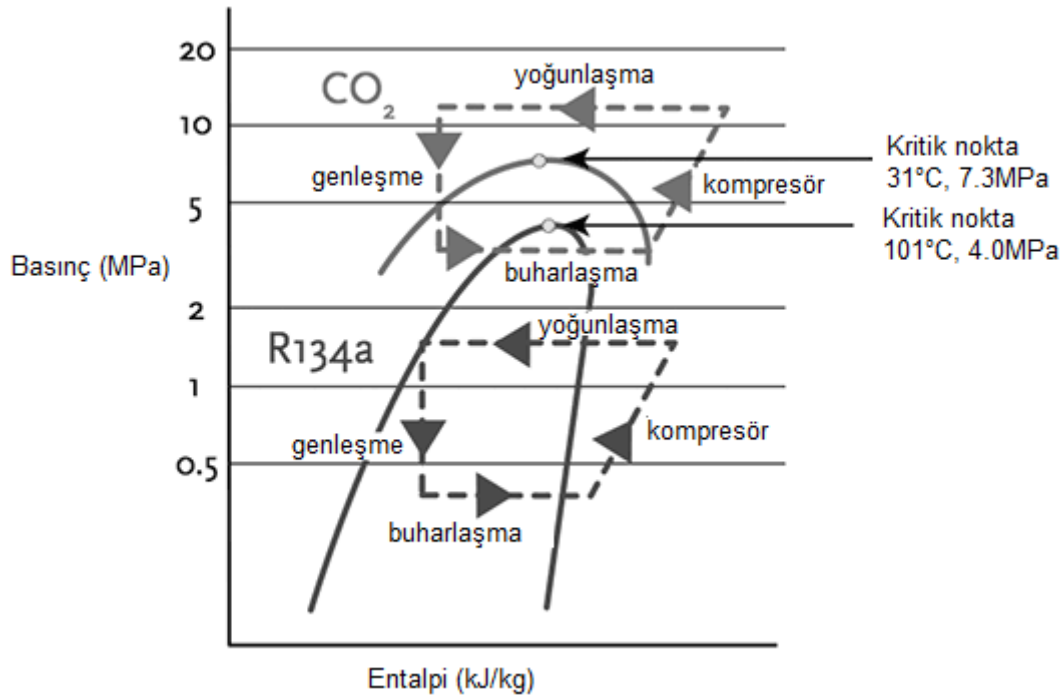
Şekil 3. Karbondioksit faz diyagramı [8]

Karbondiyoksit gazı atmosfer basıncında sıvı fazda bulunmaz. Karbondiyoksit diğer soğutucu gazlara göre yüksek sıcaklık ve basınçtaki üçlü noktası ile soğutma çevrimlerinde nispeten daha yüksek evaporasyon basınçlarında çalıştırılmalıdır (Tablo 1). Bu koşullar, karbondiyoksit soğutucu akışkanını ile sistem tasarımında seçilecek olan komponentlerde en önemli kıstas olarak karşımıza çıkmaktadır.

Tablo 1. Karbondiyoksit ve bazı diğer soğutucu akışkanların üçlü nokta basıncı ve sıcaklıklarının karşılaştırılması. [9]

Soğutucu Akışkan	Üçlü Nokta Sıcaklığı (K)	Üçlü Nokta Basıncı (Pa)
R134a	169,85	389
R22	115,73	0,37
R32	136,34	47
R744 (karbondiyoksit)	216,59	518000

Karbondiyoksit gazının, buhar sıkıştırmalı soğutucu sistemlerdeki çevrimi “transkritik çevrim” ve “subkritik çevrim” olarak ikiye ayrılabilir. Bu iki soğutma çevrimi tek başlarına sistemleri oluşturabilecekleri gibi başka akışkanlar ya da her iki çevrimin birlikte kullanıldıkları sistemler ile de soğutma sistemi tasarlanabilir. Pratik uygulamalarda transkritik çevrim tek başına kullanılabilirken, subkritik karbondiyoksit çevrimleri ılıman iklim koşullarında tek başlarına verimli olmadığından amonyak ya da başka gazlarla (bazen transkritik karbondiyoksit çevrimi ile) birlikte kullanılırlar. Örnek çevrim Şekil 3’teki grafikte gösterilmektedir.



Şekil 3. Transkritik karbondiyoksit soğutma çevrimi ile R134a soğutma çevriminin basınç – entalpi grafiği üzerinde şematik olarak gösterimi [10]

Soğutucu sistemde kullanılacak olan doğru akışkan seçilirken ısı kapasite, verim, kimyasal özellikler (kaynama noktası, kritik noktası vb.), bulunabilirlik, ekonomi gibi pek çok parametre devreye girer. Soğutucu akışkan seçiminin temelinde yatan parametreleri aşağıdaki maddeler halinde toparlamak mümkündür. [11]



1. Soğutucu akışkanın normal kaynama sıcaklığı 0°C'nin altında olmalı, (Atmosfer koşullarında gaz halinde bulunmalı.)
2. Sağlığa zararlı olmamalı,
3. Yanıcı olmamalı,
4. Çalışma koşullarında stabil olmalı,
5. Olası sızıntı durumlarında kolaylıkla fark edilebilir olmalı (renk veya koku vasıtası ile),
6. Görece ekonomik olmalı,
7. Görece daha yüksek buharlaşma ısısına sahip olmalı,

Yukarıda sıralanan 7 temel maddenin yanı sıra;

8. Kullanımı sonrası kolaylıkla geri dönüştürebilir olması,
9. Olası sızıntılar sonrasında düşük çevresel risk taşıması ve
10. Birim ısı çekmek için gerekli debinin görece düşük olması da soğutucu akışkan seçimine etki eden faktörlerdendir.

Pratik uygulamalarda ise soğutucu akışkan seçimleri, temelde, tasarlanacak sistemin boyutlarına göre değişkenlik gösterir (Tablo 2) [12].

Tablo 2. Çeşitli soğutucu akışkanların pratikteki uygulama alanlarına göre gruplandırılması.

Uygulama Alanı	Soğutucu Akışkan
Konut Tipi Soğutucular (Buzdolapları, klimalar vb.)	R12
	R22
	R134a
	R600a
Ticari Soğutucular (market, hipermarket ve soğuk depo uygulamaları)	R22
	R134a
	R404a
	R407c
	R410a
R744 (karbondioksit)	
Araçlarda (kara, deniz, hava taşımacılığı)	R12
	R22
	R502
	R134a
	R404a
	R407c
	R507a
	R1234yf
R1234ze	
Endüstriyel Soğutma (gıda, kimya, gaz, çimento, çelik vb. sanayi uygulamaları)	R12
	R22
	R502
	R134a
	R404a
	R507c
	R717 (Amonyak)
	R744 (Karbon dioksit)

Tablo 3. Soğutucu akışkanların ozon tüketme potansiyeli ve küresel ısınma potansiyelleri [13]

Soğutucu Akışkan Sınıfı	Soğutucu Akışkan	Ozon Tüketme Potansiyeli		Küresel Isınma Potansiyeli	
CFC	R12	1	Yüksek	10900	Yüksek
	R502	0,33	Yüksek	4657	Yüksek
HCFC	R22	0,055	Orta	1810	Orta
	R123	0,06	Orta	77	Düşük
	R401A	0,033	Orta	1182	Orta
	R401B	0,036	Orta	1288	Orta
	R402A	0,019	Orta	2788	Yüksek
	R402B	0,03	Orta	2416	Orta
	R408A	0,024	Orta	3152	Yüksek
	R409A	0,046	Orta	1909	Orta
HFC	R23	0	Yok	14800	Yüksek
	R32	0	Yok	675	Orta
	R134a	0	Yok	1430	Orta
	R404A	0	Yok	3922	Yüksek
	R407A	0	Yok	2107	Orta
	R407C	0	Yok	1774	Orta
	R407F	0	Yok	2088	Orta
	R417A	0	Yok	2346	Orta
	R422A	0	Yok	3143	Yüksek
	R422D	0	Yok	2729	Yüksek
	R423A	0	Yok	2280	Orta
	R424A	0	Yok	2440	Orta
	R427A	0	Yok	2138	Orta
	R428A	0	Yok	3607	Yüksek
	R434A	0	Yok	3245	Yüksek
	R437A	0	Yok	1805	Orta
	R438A	0	Yok	2265	Orta
	R442A	0	Yok	1888	Orta
	R507A	0	Yok	3985	Yüksek
	R508B	0	Yok	13396	Yüksek
HFO	R1234yf	0	Yok	4	Düşük
	R1234ze	0	Yok	6	Düşük
Doğal Soğutucu Akışkanlar	R170 (Etan)	0	Yok	6	Düşük
	R290 (Propan)	0	Yok	3	Düşük
	R600a (İzobütan)	0	Yok	3	Düşük
	R717 (Amonyak)	0	Yok	0	Sıfır
	R744 (Karbondiyoksit)	0	Yok	1	Düşük
	R1150 (Etilen)	0	Yok	4	Düşük
	R1270 (Propilen)	0	Yok	2	Düşük

Soğutucu akışkanların; sızıntılar, kazalar ve kaçaklar yolu ile ya da ömrünü tamamladıktan sonra geri dönüşüm yapılmaması durumunda, atmosfere salınması çevresel riskler teşkil etmektedir. Bu çevresel riskleri son yıllarda yapılan araştırmalar ile “soğutucu akışkanların ozon tabakasına etkileri” ve “soğutucu akışkanların küresel ısınmaya etkileri” başlıkları altında inceleyen pek çok çalışma yapılmıştır. Temelde bu çalışmalar, “Birleşmiş Milletler Çevre Programı (UNEP)” raporlarında veya “Uluslararası İklim Değişikliği Paneli” benzeri kuruluşların raporlarında yayınlanmaktadır. Birleşmiş Milletler Çevre Programı’na göre soğutucu gazların ozon tabakasına olan etkisi “Ozon Tüketme Potansiyeli (Ozone Depletion Potential - ODP)” olarak adlandırılan karşılaştırmalı deneysel yöntem ile hesaplanır. Bu yöntemle göre, ozon tabakasına R11 gazının etkisi 1 olarak tanımlanmaktadır. Küresel ısınmaya olan etki ise benzer şekilde deneysel yöntemlerle “Küresel Isınmaya Etki Potansiyeli (Global Warming Potential - GWP)” tanımlaması altında hesaplanır ve karbondioksitin etkisi 1 olarak kabul edilir.

Montreal Protokolü Tablo 3’te de belirtilen ozon tüketme potansiyeli yüksek ve orta seviyede olan soğutucu akışkanları yasaklamış veya kullanımını kademeli olarak kısıtlamıştır. Ayrıca Avrupa Birliği Çevre Komisyonu’nun soğutucu gazlarda küresel ısınma potansiyeli olan ve ozon tabakasına zararlı bileşenleri yasaklama kararı mevcuttur (F-Gaz Regülasyonları). Yine Avrupa Birliği MAC Direktifi ile motorlu taşıtlarda hali hazırda yaygın olarak kullanılan R134A yerine R1234-yf gibi küresel ısınma potansiyeli daha düşük akışkanlar kullanılmasını şart koşturmuştur. Bu çevresel etkilerin aza indirilmesi talepleri, geçmişte kullanılan CFC, HFC ve HCFC gazlarının yerine alternatif soğutucu gazlar araştırılmasının ve kullanılmasının önünü açmıştır (Tablo 4).

Karbondioksit ve amonyak benzeri doğal soğutucu gazlar hem ekonomik olmaları hem de çevresel etkilerinin diğer gazlara göre düşük olması açısından önemli alternatifler olarak ön plana çıkmaktadırlar.

Tablo 4. Pratikte kullanılan soğutucu akışkanlara alternatifler

Uygulama	Günümüzde Yaygın Kullanılan Soğutucu Akışkanlar	Kısa Dönemde Kullanılması Planlanan Alternatif Soğutucu Akışkanlar	Uzun Dönemde Geçiş Planlanan Soğutucu Akışkanlar
Konut Tipi Soğutucular (Buzdolapları)	R12 R22 R134a	R600a (İzobütan)	R600a (İzobütan)
Konut Tipi Soğutucular (Klimalar)	R22 R410a	R410a R290	R32 R290
Ticari Soğutucular (market, hipermarket ve soğuk depo uygulamaları)	R22 R134a R410a	R134a R717 (Amonyak), R744 (Karbondioksit)	R290 (Propan) R600a (İzobütan) R717 (Amonyak) R744 (Karbondioksit)
Araçlar (karayolu taşıtları)	R12 R134a	R134a	R1234-yf
Endüstriyel Soğutma (gıda, kimya, gaz, çimento, çelik vb. sanayi uygulamaları)	R22 R123 R134a	R134a R1234-ze	R1234-ze R717 (Amonyak)

Özellikle market tipi soğutma sistemlerinde gün geçtikçe yaygınlaşan soğutucu akışkanlardan olan karbondioksit ve amonyak gibi doğal akışkanların; CFC, HFC ve HCFC gazlarına gelen çevresel kısıtlamalar ile daha da yaygınlaşacağı tahmin edilmektedir. Bu iki doğal akışkandan karbondioksit, amonyağa göre zehirli olamaması açısından avantaj sağlamaktadır. Ayrıca karbondioksit yanıcılık / parlayıcılık kriterlerinde de güvenli akışkan sınıfında yer almaktadır. Soğutucu akışkanların güvenlik bilgileri Tablo 5 ve Tablo 6’da verilmiştir.

Tablo 5. AISI / ASHRAE 34 standartlarına göre soğutucu akışkanların güvenlik sınıfları [14]

Soğutucu Akışkan Sınıfı	Soğutucu Akışkan	Güvenlik Sınıfı
Doğal Soğutucu Akışkanlar	R717 (Amonyak)	B2
	R744 (Karbondiyoksit)	A1
	R170 (Etan)	A3
	R290 (Propan)	A3
	R600a (İzobütan)	A3
CFC	R11	A1
	R12	A1
HCFC	R22	A1
	R141b	A2
	R142b	A2
HFC	R32	A2
	R125	A1
	R134a	A1
	R143a	A2
	R152a	A2

Tablo 6. Soğutucu akışkanlar için güvenlik kategorileri [15]

	Düşük Zehirleyicilik	Yüksek Zehirleyicilik	
Yüksek parlayıcılık	A3	B3	LFL > 0.10 kg/m ³ veya; yanma ısısı ≥ 19000 kJ/kg
Düşük parlayıcılık	A2	B2	LFL ≤ 0.10 kg/m ³ yanma ısısı ≥ 19000 kJ/kg
	A2L	B2L	LFL ≤ 0.10 kg/m ³ yanma ısısı ≥ 19000 kJ/kg (Yanma hızı < 10 cm/s)
Alev almayan akışkanlar	A1	B1	LFL (düşük parlama sınırı) sıfır olan akışkanlar
	≤400 ppm (milyonda parçacık sayısı) konsantrasyonda tanımlanan zehirlenme olmayan akışkanlar.	400 ppm'den (milyonda parçacık sayısı) düşük konsantrasyonda zehirlenme belirtisi olan akışkanlar.	

Piyasadaki ticari uygulamalarda soğutma sisteminin yatırım maliyeti, işletme maliyetleri gibi soğutucu akışkanın da maliyetleri akışkan seçiminde etkilidir. Karbondiyoksit soğutucu akışkanın maliyeti diğer soğutucu akışkanlara göre oldukça düşüktür. Kolaylıkla imal edilebilen, saklanabilen ve transfer edilebilen bir gazdır. Tablo 7'de bazı soğutucu akışkanların güncel maliyetleri verilmiştir.

Tüm bu özellikleri ile karbondiyoksit, günümüzde özellikle market soğutma sistemlerinde Orta ve Kuzey Avrupa Ülkeleri ile Kuzey Amerika'da yaygınlıkla soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır. Ülkemizde kullanım henüz sınırlı olsa da diğer akışkanlara göre avantajları sayesinde yaygınlaşacağı öngörülmektedir.

Tablo 7. Bazı sık kullanılan soğutucu akışkanların güncel maliyetleri

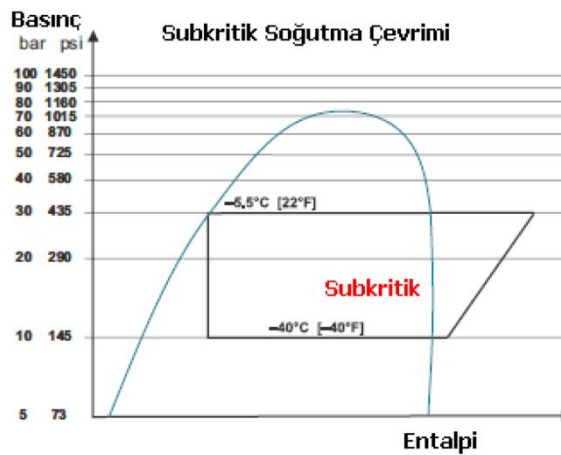
Soğutucu Akışkan	Maliyeti	Kaynak
R134a	10.01 USD/kg	C-GAS
R134a	12.34 USD/kg	Honeywell
R134a	11.84 USD/kg	Cantaş
R22	9.21 USD/kg	GLF
R22	10.53 USD/kg	Cantaş
R32	9.47 USD/kg	C-GAS
R404a	11.82 USD/kg	Cantaş
R410a	11.35 USD/kg	Cantaş
R1234-yf	153.48 USD/kg	Honeywell
R1234-ze	41.9 USD/kg	Honeywell
R600a (İzobütan)	6.56 USD/kg	Cantaş
R744 (Karbondioksit)	0.59 USD/kg	Dupont
R717 (Amonyak)	1.49 USD/kg	Dupont

Karbondioksit çevrimi; transkritik ve subkritik olarak iki farklı şekilde sınıflandırılabilir. Bu iki çevrim soğutucu akışkan bazında aynı olsa da çevrim sistemikleri; dolayısı ile sıcaklık ve basınçları farklıdır. Sıcaklık ve basınçtaki farklılıklar bu iki çevrim için komponent dizaynında farklılıklara yol açacaktır.

2.1. Subkritik Karbondioksit Çevrimi

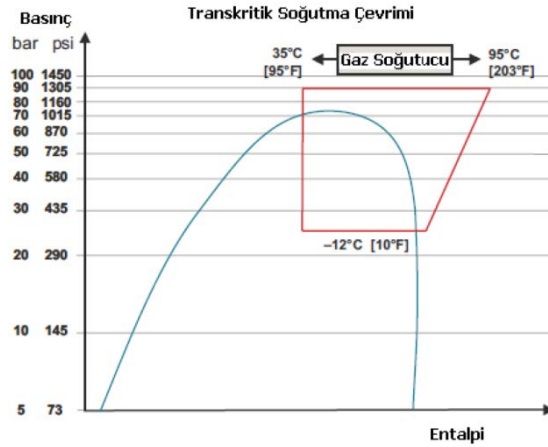
Kritik – altı olarak da tabir edilen subkritik karbondioksit akışkanlı soğutucu çevrimi; karbondioksit akışkanının soğutucu çevrimin her aşamasında kritik altı basınç veya sıcaklıklarında bulunduğu çevrimdir.

Direkt genişmeli subkritik karbondioksit çevrimlerinde (Şekil 4) kondanser sıcaklığı çok düşük seviyelerdedir. Bu durum soğuk iklimler haricinde kondanserde ısı değişimini güçleştirdiğinden pek tercih edilmezler. Bunun yerine kaskat sistemi şeklinde karbondioksit çevrimine amonyak, R124a vb. akışkanların soğutucu çevrimini ısı değiştiricisi ile adapte etmek daha verimli sonuçlar getirecektir. Subkritik soğutma çevrimlerinde çalışma basınçları 60 bar seviyelerindedir.

**Şekil 4.** Subkritik karbondioksit soğutma çevrimi basınç – entalpi diyagramı [16]

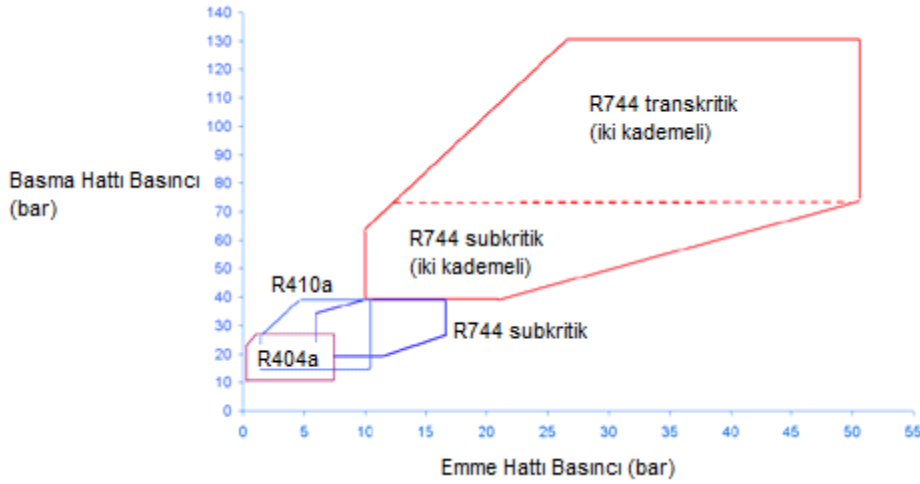
2.2. Transkritik Karbondioksit Çevrimi

Karbondioksit, düşük kritik nokta sıcaklığı ve yüksek kritik nokta basıncı sebebi ile klasik buhar sıkıştırılmalı çevrimlerde olduğu gibi akışkanın kondanserde yoğunlaşarak atmosfere atılması mümkün olmayabilir. Süperkritik bölgede, çevreye ısı geçişi karbondioksit yoğunlaşmaksızın sıcaklığın düşmesi ile gerçekleşir. Bu sebeple transkritik karbondioksit soğutucu çevrimlerde kondanserin yerini gaz soğutucu alır (Şekil 5).



Şekil 5. Transkritik karbondioksit soğutma çevrimi basınç – entalpi diyagramı [16]

Transkritik soğutma çevrimlerinde özellikle basma tarafı basınçları çok yüksektir. Transkritik çevrimlerde basınçlar 120 bar mertebelerine sıcaklıklar ise 130°C mertebelerine kadar ulaşabilir (Şekil 6).



Şekil 6. Transkritik, subkritik karbondioksit, R410a ve R404a soğutma çevrimlerinin emme ve basma hattı basınçlarının karşılaştırılması

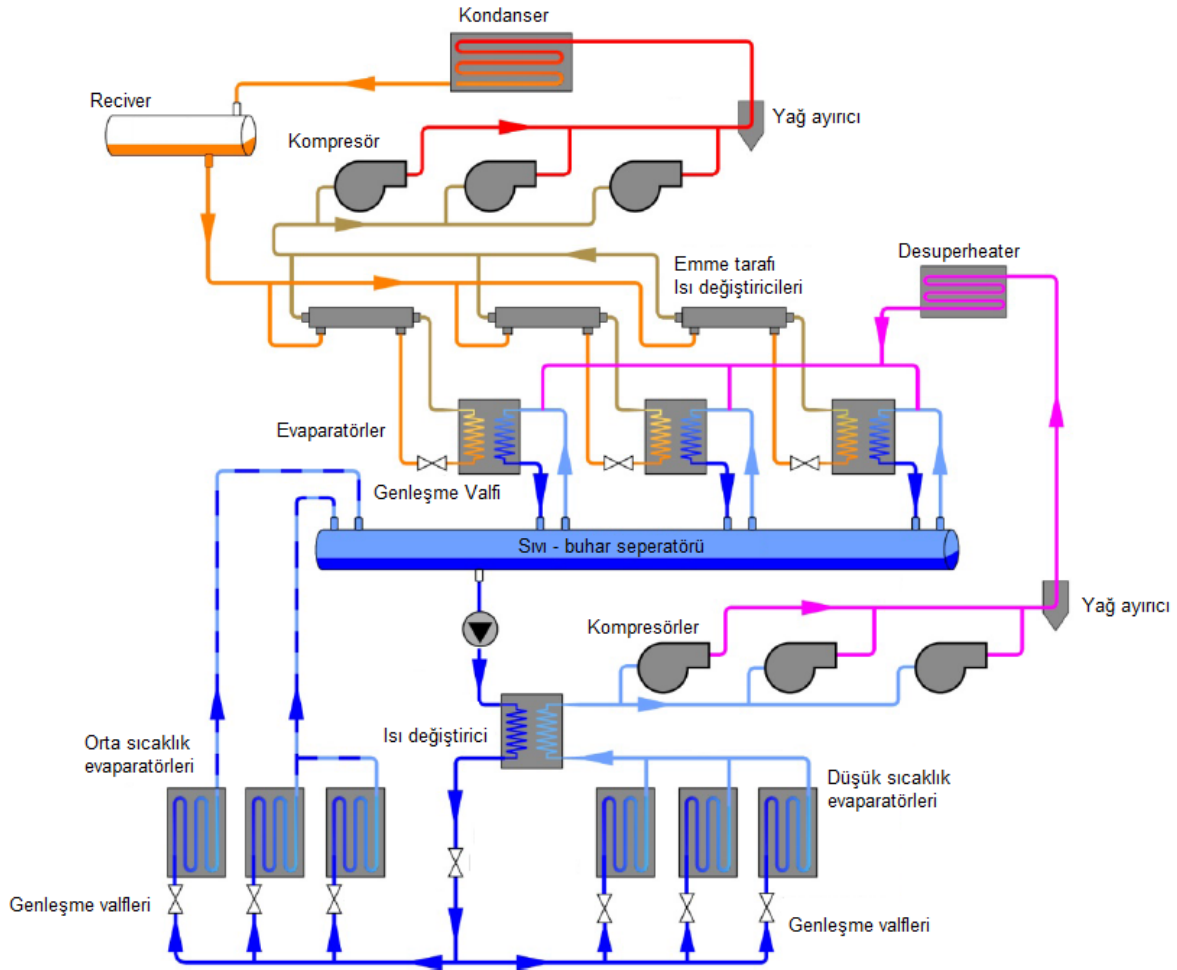
3. KARBONDİOKSİT AKIŞKANLI, TRANSKRİTİK SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE SİSTEM ELEMANLARININ DİZAYNI

Soğutucu sistemlerde sistem elemanları geniş bir tanımdır ve sistemde en küçüğünden en büyüğüne bağımsız olarak tasarlanan her parçayı ayrı ayrı ifade eder. Özel durumu dolayısı ile tüm sistem elemanları uygun sıcaklık, basınç ve amaca yönelik tasarlanırlar ve imal edilirler. Nispeten yeni bir sistem olan transkritik soğutma çevrimlerinde sistem elemanlarının geliştirilmesi sürekli devam etmektedir.

Bu yayında tüm sistem elemanlarına yönelmek yerine özellikle sistemde kullanılan valfler eğilerek detaylı bir biçimde tasarım ve imalat kıstasları ile yeni teknolojiler aktarılacaktır.

Transkritik karbondioksit çevrimlerinin ilk yatırım maliyetleri özellikle küçük ölçekteki soğutma sistemleri için nispeten daha yüksektir. Bu ekonomik koşullar, piyasada transkritik karbondioksit çevrimlerini genellikle orta ve büyük ölçeklerdeki sistemlerde kullanılması pratiğini oturtmuştur.

Bir transkritik karbondioksit çevriminde birden fazla kompresör ve evaporatör bulunduran sistemler, daha basit soğutma sistemlerine göre piyasada daha yaygın olarak kullanılırlar. Birden fazla kompresör ve evaporatör kullanımı ise sistemde kullanılan valflerin sayısını arttırmaktadır (Şekil 7).



Şekil 7. Örnek karbondioksit soğutma çevrimi. [17] Karbondioksit soğutma çevrimleri genellikle büyük uygulamalarda birden fazla evaporatörü beslemek amacı ile kullanılırlar. Bu durum sistem elemanları sayısını arttırmaktadır.

4. KARBONDİOKSİT AKIŞKANLI, TRANSKRİTİK SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILAN VALFLER

4.1. Açma – Kesme Valfleri (Küresel Valfler)

Küresel valfler; 1 olan boru eşdeğer katsayıları ile ana soğutma sistem elemanlarının (kompresör, evaporatör, kondanser vb.) giriş ve çıkışlarında açık pozisyonlarında debi kaybı olmadan akışkan kontrolü için kullanılırlar.

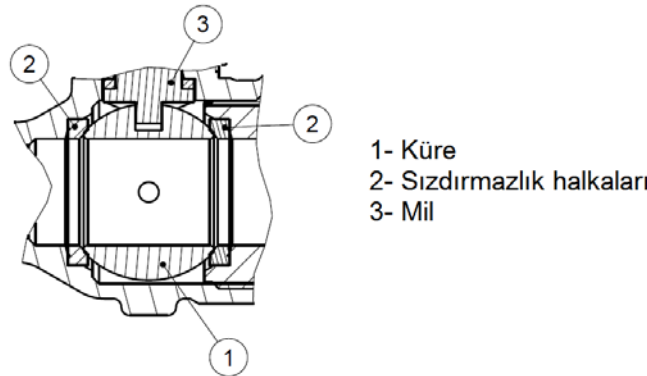
Soğutma sisteminde küresel valflerin kullanımının tavsiye edildiği durumlar:

1. Kompresör girişinde ve çıkışında; gerekli durumlarda kompresörün kapatılarak değiştirilmesi veya servisinin / bakımının yapılabilmesi için veya sistemden çıkartılması için,
2. Katı cisimlerle gürültü taşınması (cisim gürültüsü),
3. Kondanser girişinde ve çıkışında, gerektiğinde servis amaçlı,
4. Evaporatörlerin girişlerinde ve çıkışlarında, evaporatör girişlerinde genişleme valfinden önce,
5. Sistemin bir bölgesinin servis amaçlı ayrılmasının istenebileceği yerlerde kullanılabilir.

Soğutucu küresel valfler, kullanım amaçları gereği sistemde bir arıza durumu veya servis isteği olmadığı durumlarda sürekli açık olarak tutulurlar. Bu görevleri gereği sistemde debi kaybı yaratmayacak şekilde tasarlanmışlardır.

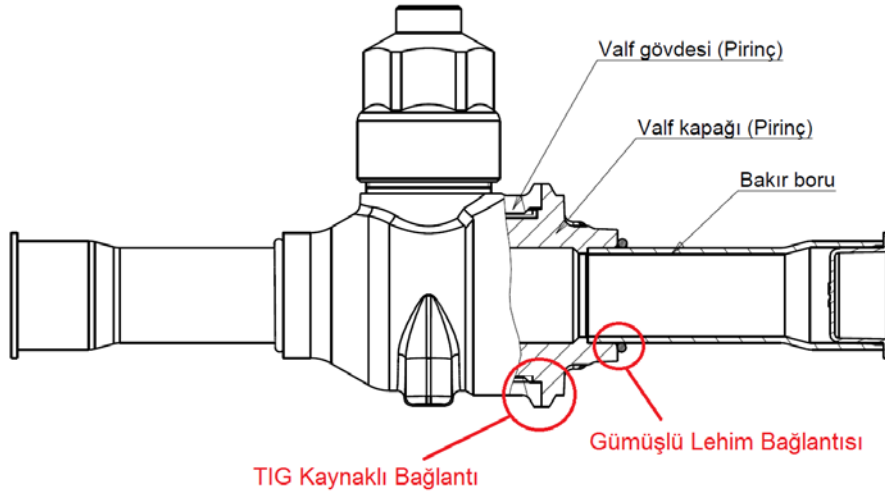
Soğutucu küresel valfler, iç sızdırmazlık (klape kapalı iken geçen akışkan miktarı) değerleri açısından diğer valf tiplerine göre genellikle daha yüksek sızdırmazlık değerlerine sahiptirler. Küresel valflerin iç kaçak değerlerinin fazla olması; bu valfleri, soğutucu sistemin dışarıya bağlantılarını sağlamak için uygun elemanlar olmaktan çıkarmaktadır.

Soğutucu küresel valflerin iç kaçak değerleri Şekil 8'de görülen küre ve sızdırmazlık halkası çiftini sıkılaştırarak artırılabilir. Ancak küre ile sızdırmazlık halkaları arasındaki sıkılığın artırılması küresel valfleri açmak veya kapatmak için gerekli olan torkun artmasını beraberinde getirecektir. Bu ters orantı, küresel valflerin dizaynında pazar ihtiyaçları, müşteri talebi vb. etkenler ile birlikte değerlendirilerek belirlenir.



Şekil 8. Soğutucu küresel valflerde mil – sızdırmazlık halkası ilişkisi

Karbondiyoksit akışkanlı transkritik soğutma çevriminin, sistem elemanlarının tasarımına en önemli etkisi yüksek sıcaklık ve yüksek basınçta dayanıklı tasarımların yapılması gerekliliğidir. Standart olarak soğutucu küresel valfler için anma basıncı belirtilmese de karbondiyoksit çevrimlerinde kullanılan tüm soğutma sistemi elemanları, Avrupa Birliği kriterlerine göre anma basıncının 3 katına dayanmalıdır [18].



Şekil 9. Transkritik karbondioksit akışkanlar için tasarlanan küresel valflerin birleşim noktaları

Transkritik karbondioksit çevrimlerinin 120 bar basınçlara çıktığı düşünüldüğünde, nominal basıncı 120 bar olan bir sistem için imal edilen ekipman 360 bar basınçta test edilmelidir. Ekipmanların aşırı yüksek basınca dayanmasını sağlamak için soğutucu küresel valflerin tüm birleştirme bölgelerinde lehim veya kaynak operasyonu yapılmalıdır. Soğutucu küresel valflerin pirinç – pirinç bağlantılarında her ölçü için özel olarak parametreleri belirlenen TIG kaynağı, pirinç – bakır boru bağlantılarında ise %40 gümüş konsantrasyonlu tel ile yapılan lehim bağlantısı bu ekipmanların yüksek basınçlar altında dış kaçak vermemesini sağlayacaktır (Şekil 9).

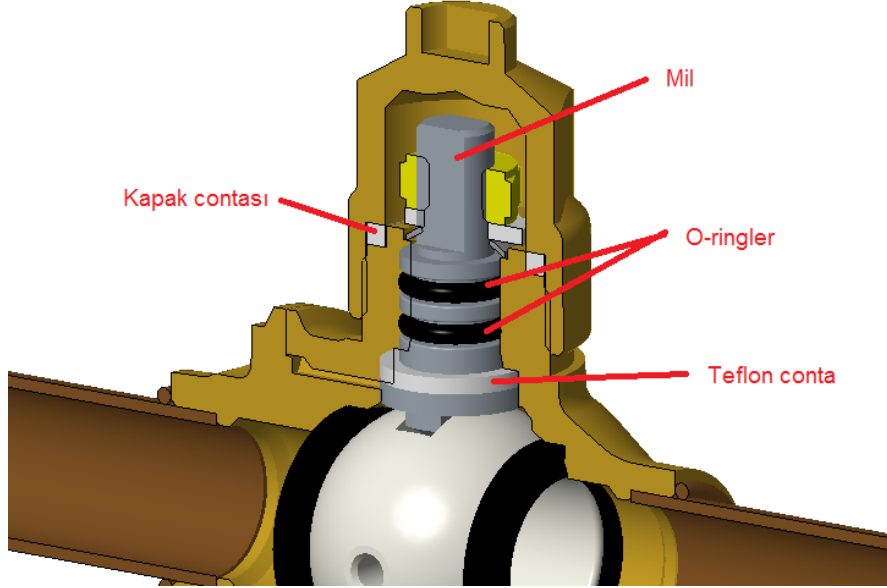
Transkritik karbondioksit akışkanı genellikle market benzeri büyük ve orta ölçekli, genellikle çoklu kompresörlü ve evaporatörlü tasarlanan sistemlerde kullanılırlar. Ev kullanıcıları için tasarlanan buzdolapları ve klimaların kompresör çıkışlarındaki anma ölçüsü pratikte Ø12'den büyük olmazken; market soğutma sistemlerinde hattın kimi noktalarında anma ölçüsü Ø54'e kadar çıkabilir.

Özellikle büyük çaplardaki soğutucu sistem küresel valflerin patlatma basıncı konusunda zayıf noktaları gövde – kapak birleşiminin birbirine kaynatıldığı bölgelerdir. Bu bölgedeki kaynak nifuziyetinin yeterli olmadığı durumlarda yüksek basınçlarda, ürün kaynak bölgesinden ayrılarak soğutma sistemi gazı sistem dışına salınabilir (Şekil 10).



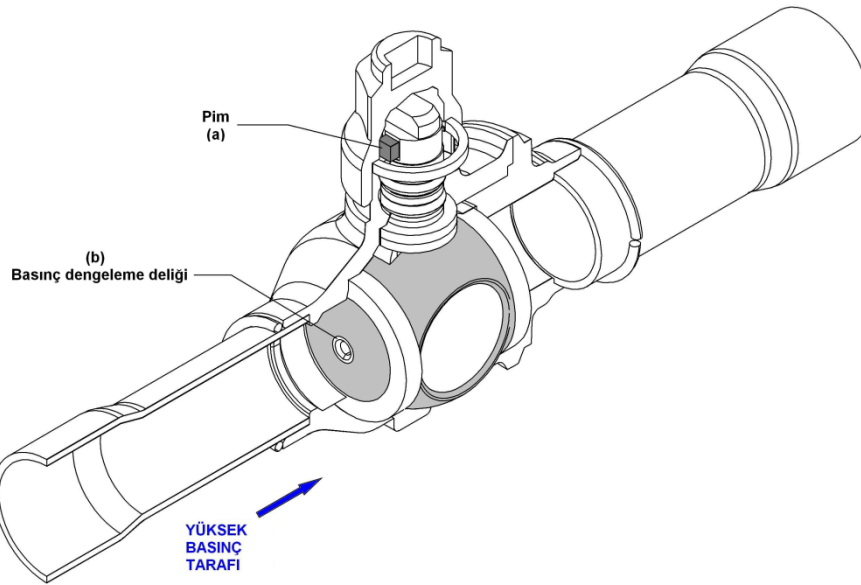
Şekil 10. Aşırı basınç altında kaynak yerinden ayrılan soğutucu küresel valf

Soğutma sistemlerinde kullanılan küresel valfler, normal çalışma koşullarında (aşırı basınç, aşırı sıcaklık etkisi olmadıkça) dış kaçağa en çok dinamik olarak tasarlanan mil kısmından müsaittir. Bu sebeple normal küresel valflere göre tasarımda çift o-ring ve conta kullanılması gereklidir. Ayrıca iyi dizayn edilmiş bir soğutucu küresel valfte mil kapağına ek güvenlik için elastomer eklenerek olası kaçağın durdurulması sağlanır (Şekil 11).



Şekil 11. Soğutucu küresel valflerde mil tasarımı

Soğutucu küresel valfler yüksek basınca karşı güvenliğini arttırmak için kürelerin içerisinde normal tesisatlarda kullanılan küresel valflerde olmayan bir tasarım detayı olan basınç dengeleme deliği bulundurulur (Şekil 12). Bu delik, küresel valf kapatıldığında yüksek basınç tarafını göstermelidir. Dengeleme deliği vasıtası ile kürenin içerisinde basınçlı akışkan kalması ve sıcaklık değişimlerinde faz değiştirebilecek olan karbondioksitin süblimleşmesi engellenecektir. Ayrıca yüksek basıncın kürenin içerisinde hapsolmesi kaynaklı süreksizlikleri de engellemiş olur.



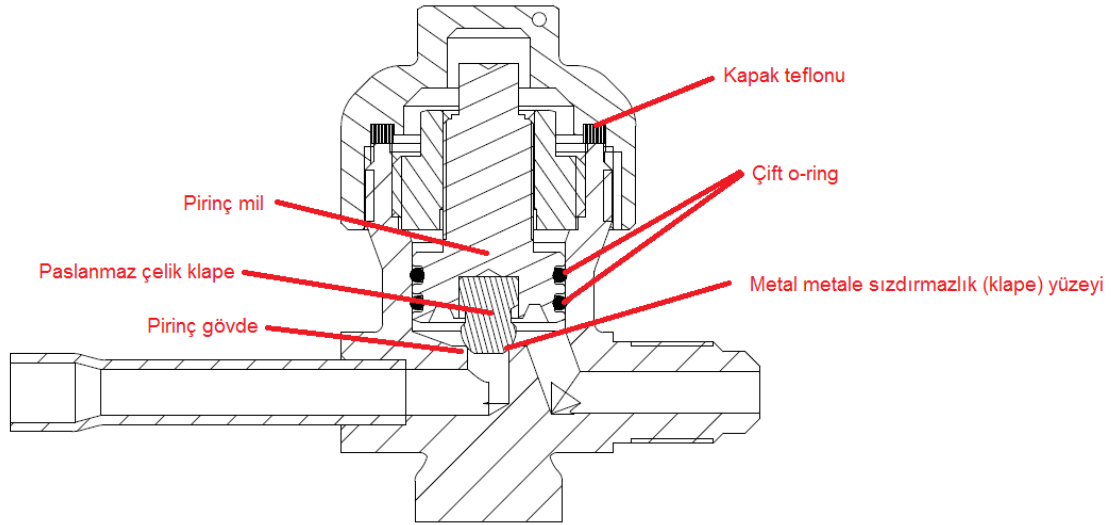
Şekil 12. Soğutucu küresel valflerde dengeleme deliği

4.2. Servis – Şarj Valfleri

Küresel valflerden farklı olarak servis valfleri, kapalı olan sistemin dışarıya açıldığı noktalara konularak soğutucu akışkan eklenmesine veya çıkartılmasına olanak veren sistem elemanlarıdır. Servis valflerinde küresel valfler gibi iç kısımdan sürekli akışkan geçmez. Sadece bakı vb. durum anlarında kullanılırlar. Kullanılmadıkları, yani sistemin çalışır olduğu durumlarda ise genellikle kapalı olurlar.

Bu valfler; sistemden dışarıya açılabilen kısımlar olduklarından iç kaçak konusunda daha hassas olmak durumundadır.

Küresel valflerin aksine, servis valflerinin tasarımında metal-metale sızdırmazlık sistemi kullanılır. Valflerin milleri belirli bir torkla sıkılarak servis dışındaki durumlarda paslanmaz çelik klapein pirinç gövdeyi ezerek tamamen kapatması sağlanır (Şekil 13).



Şekil 13. Servis valfi genel tasarımı

Servis valfleri kapalı çevrimin içerisinde bulunmadığından debi değerinin iyi olması beklenmez. Bu sebeple büyük sistemlerde dahi küçük anma çaplarında tasarlanırlar. Küçük anma çaplarında, sistem basıncı ne kadar yüksek olursa olsun, kuvvet düşük olacağından servis valflerinin kaynakla birleştirilmesi gerekmez. Ancak tasarımın daha mukavim olması için dışa açılan dış bölgesine kilitleyici kimyasallar uygulanır. Yine kapak contası, mamulde bir sorun olduğu takdirde sıkılarak kaçağı gidermeye yarar.

4.3. Solenoid Valfler

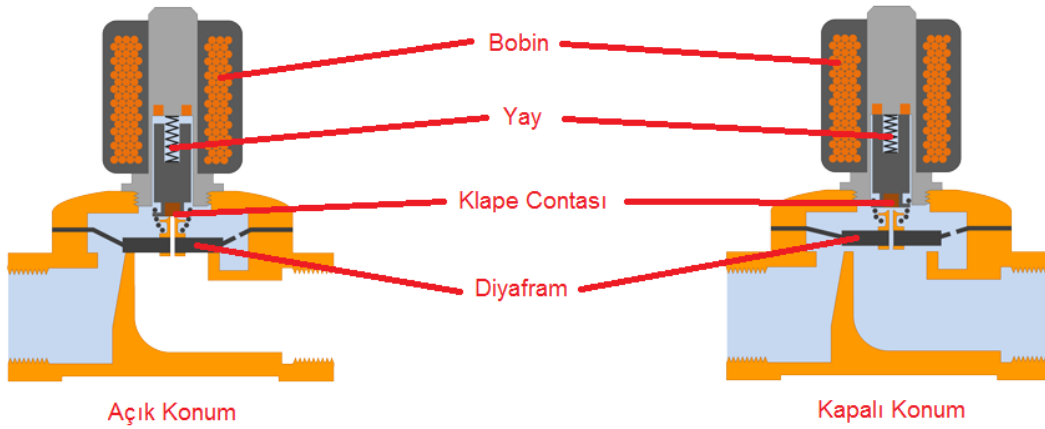
Makale konusu olan transkritik soğutma çevrimlerinde birden fazla evaporatörün kontrol edilmesi gereklidir. Özellikle marketlerde çok farklı çeşitli ünitelerde, farklı sıcaklık aralıklarında tutulması istenen bölgeler bulunabilir. Bu bölgelerin her birinin sıcaklığı, evaporatöre giren soğutucu akışkanın açılıp kesilmesi ile sağlanacaktır.

Elbette modern sistemlerde evaporatöre giren sıvının kontrolü manuel yerine elektronik olarak yapılmalıdır. Temelde soğutulması istenen hacim içerisinde bulunan bir termostat; sıcaklık belirlenen noktanın üzerine çıktığında solenoid valfi açar ve evaporatöre sıvı akışını sağlar. Sıcaklık düştüğünde ise kapatarak ortam sıcaklığını ayarlar. Bu otomatik açma – kapatma işlemlerinin yapılması için solenoid valfler kullanılır.

Transkritik soğutma çevrimlerinde solenoid valfler evaporatörlerin girişlerinde yani, sistemin emme tarafında kullanılırlar. Bu tasarım parametresi solenoid valflerin buldukları yerin anma basıncının nispeten düşük (45 bar mertebesinde) olmasını beraberinde getirir. Elektriksel kuvveti manyetik kuvvete ve onu da hareket enerjisine çevirerek valfin açılması veya kapatılması sağlanır (Şekil 14).



Şekil 14. Piston pilotlu solenoid valfler



Şekil 15. Diyafram pilotlu solenoid valfler

Solenoid valfler, tasarımları gereği yüksek debi geçişlerine izin vermezler. Valfin elektronik olarak kontrol edilmesi, bir manyetik güç ile klape açılması gerekliliğini de beraberinde getirmektedir. Manyetik güç ile açılan valfin kapatılması için gerekli kuvvet ise yaylar ile sağlanır. Temelde (Normalde kapalı sistemlerde, normalde açık sistemlerde de tersi geçerlidir.) Valfi kapalı tutan etki yay baskısı, valfi açan etki ise manyetik kuvvettir. Yay baskısı ne kadar fazla olursa solenoid valfin klape sızdırmazlığı o kadar iyi olurken; açmak için gerekli manyetik kuvvet de bir o kadar artacaktır. Bu durumda yay kuvveti – manyetik kuvvet – sızdırmazlık parametrelerinin dengesi tasarımcı tarafından seçilir. Ancak manyetik kuvvetin çok fazla artırılması, manyetik kuvveti sağlayan elemanların da boyutsal olarak büyümesi anlamına gelmektedir.

Solenoid valfler soğutma sistemlerinde iç kısımda (çevrimin dışı açılmadığı noktalarda) kullanıldıkları için iç kaçak miktarı servis valfleri kadar önem arz etmez. Manyetik kuvveti aşırı derece arttırmamak için daha yumuşak yaylar ile sistemin kapanması sağlanabilir.

Diyafram pilotlu solenoid valflerde ise benzer şekillerde ancak basınç farkına dayanarak çalışan bir sistem vardır. Klape doğrudan değil, solenoid valfin iki tarafındaki basınç farkında yararlanılarak açılır (Şekil 15).

4.4. Rotalock Valfler

Rotalock (rotate and lock, döndürmek ve kililemek) genellikle klape çevrimlemesi ile milin hareket ederek akışkan geçişini açması veya kapatmasını sağlayan valfler için pratikte kullanılan bir tairdir. Çok çeşitli olmaları ile birlikte, rotalock valfler genellikle kompresör giriş ve çıkışlarında kullanılırlar.

Pratik uygulamalarda çok farklı tiplerde rotalock valfler görülmektedir. Kimi rotalock valfler klape sızdırmazlığını metal-metal baskı ile sağlarken bazı uygulamalarda mil üzerine yataklanan conta ile sızdırmazlık sağlanabilir. Nadiren kullanılan rotalock valflerde ise sızdırmazlık elemanı olan conta, gövde içerisine yataklanmıştır ve metal olan klape gövdedeki conta üzerine kapatılır.

Rotalok valfler genellikle akışı 90° çevirerek aktarırlar, bu durum küresel valflerden daha az debi değerlerine ulaşılmasını beraberinde getirirken yine de debi miktarları solenoid valflerden ve servis valflerinden yüksektir.

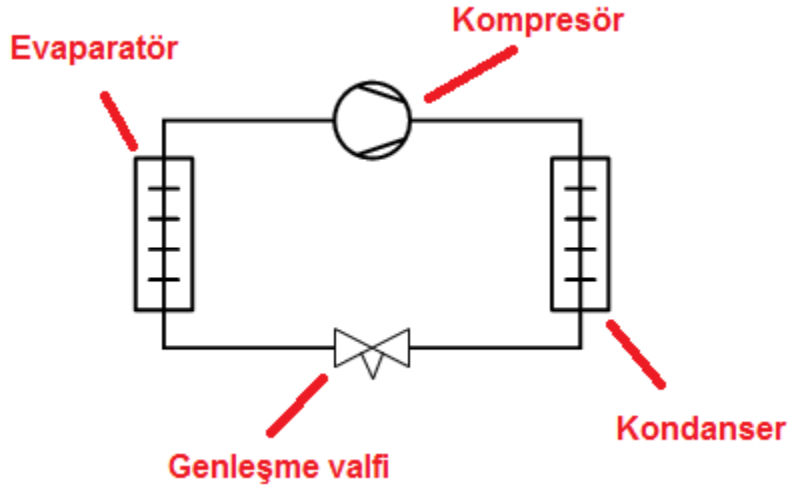
5. SOĞUTUCU SİSTEMLERDE VALF SEÇİMİ VE BOYUTLANDIRMASI

5.1. Sistem Özelliklerine Göre Valf Seçimi

Soğutma sistemlerinde farklı tanımlamalar söz konusu olmakla birlikte, sistem elemanlarını pratik uygulamalarda iki ana grupta toplayabiliriz (Şekil 16).

- 1- Ana sistem elemanları (kompresör, kondansör, genişleme valfi, evaporatör vb.)
- 2- Yardımcı sistem elemanları (solenoid valfler, çekvalfler, distrübütörler, fitreler, kurutucular vb.)

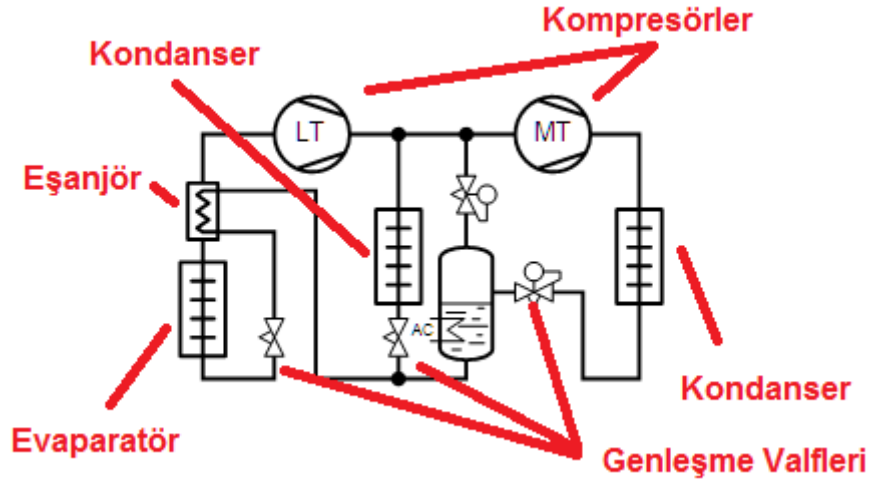
Transkritik soğutma sistemlerinde ve subkritik soğutma sistemlerinde; sistemin idamesini sağlayan temel elemanlar ayrışabilir.



Şekil 16. Subkritik buhar sıkıştırımlı sistemlerde temel sistem elemanları

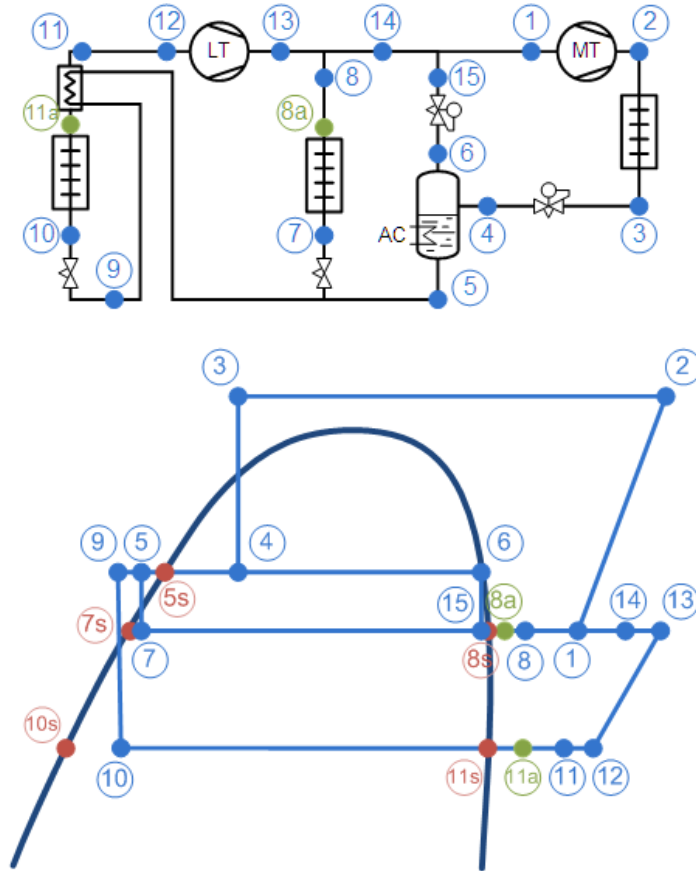
Sistemde valf seçimi ve boyutlandırması ayrı ayrı incelenmesi gereken noktalardır. Her ara sistem elemanının soğutma sisteminde basınç kaybı yaratacağı ve sistemi ideallikten uzaklaştıracağı unutulmamalıdır. Soğutucu sistemde valf seçimi için gerekli olan kriterler:

- 1- Valfin fonksiyonu (Sistemde valfe ihtiyacın sebebi değerlendirilmelidir.)
- 2- Basınç sınıfı
- 3- Sıcaklık aralığı
- 4- Kabul edilebilen iç kaçak miktarı
- 5- Kabul edilebilen basınç düşüşü miktarı

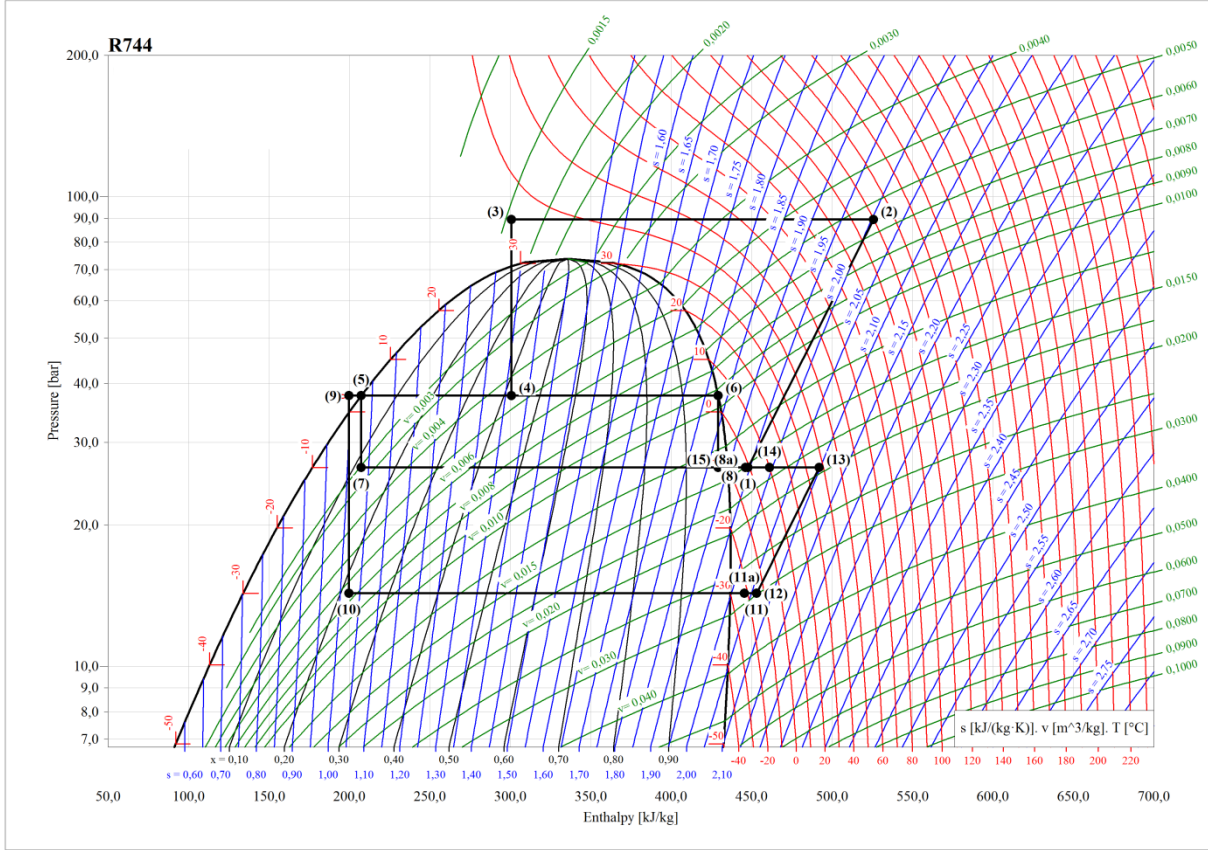


Şekil 17. Transkritik buhar sıkıştırımlı sistemlerde temel sistem elemanları

Soğutma sistemlerinde ana sistem elemanlarının (Şekil 17) arasında kalan hatlara yardımcı elemanlar yerleştirilmelidir. Karbondioksit akışkanlı transkritik soğutma sistemlerinde valflerin (yardımcı sistem elemanlarının) seçim kriterlerini daha kolay ayırtmak için ana sistem elemanları arasındaki bölgeleri birbirlerinden ayırarak değerlendirmek gereklidir.



Şekil 18. Karbondioksitli transkritik soğutma çevrimlerinde ara bölgelerin p-h diyagramında gösterimi.



Şekil 19: Transkritik karbondioksitli soğutma çevriminin P-h diyagramı

Karbondioksit akışkanlı soğutma sistemlerinde Şekil 18’de tanımlanan bölgelere göre sıcaklık ve basınç aralıkları ile faz durumu soğutucu sistem valflerinin seçiminde ilk basamağı oluşturur.

Tablo 8’de söz konusu hatlardaki yaklaşık basınç, sıcaklık ve faz belirtilmiştir. Sıcaklık ve basıncın, sistem tasarımına göre değişebileceği göz önüne alınmalıdır. Bu sebeple valf seçiminde, aşağıdaki basınçların üzerine güvenlik katsayısı eklenir ve tasarım yapılır.

Tablo 8. Transkritik soğutma sistemlerinde ara bölgelerin sıcaklık, basınç, yoğunluk, entalpi ve entropi değerleri. AB, alçak basınç kısmını YB ise yüksek basınç kısmını tanımlamaktadır.

Nokta	Tanımlama	Sıcaklık	Basınç	Yoğunluk	Entalpi	Entropi
		°C	bar	kg/m ³	kJ/kg	kJ/(kg·K)
1	YB kompresör emme	-6,4	26,5	68,79	440,2	1,918
2	YB kompresör basma (tahmini)	101,8	89,37	160,6	514,6	1,974
3	Soğuk gaz çıkışı	35	89,37	652,3	300,8	1,322
4	Tank girişi	3	37,7	219,1	300,8	1,364
5s	Tank doymuş sıvı	3	37,7	910,6	207,3	1,026
5	Tank çıkışı	3	37,7	910,6	207,3	1,026
6	Tank çıkışı gaz	3	37,7	107,2	429,2	1,829
7	YB genişleme valfi çıkışı	-10	26,5	391,6	207,3	1,033
7s	YB evaporatör buharlaşma noktası	-10	26,5	983,6	176,9	0,917
8s	YB evaporatör çığ noktası	-10	26,5	71,19	435,2	1,899

Tablo 8 (devamı): Transkritik soğutma sistemlerinde ara bölgelerin sıcaklık, basınç, yoğunluk, entalpi ve entropi değerleri. AB, alçak basınç kısmını YB ise yüksek basınç kısmını tanımlamaktadır.

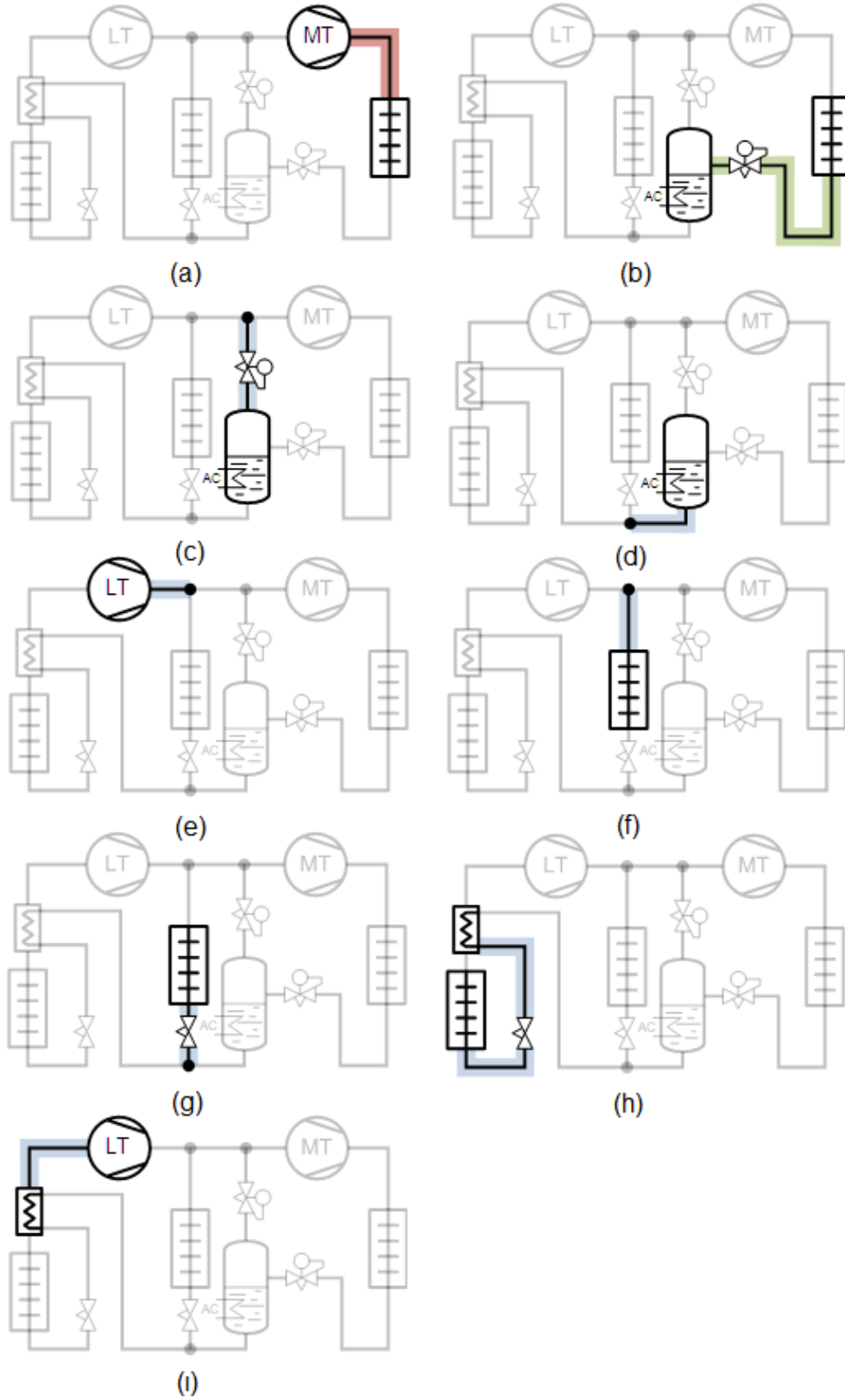
8a	YB evaporatör çıkışı	-2	26,5	66,21	446,1	1,94
8	YB emme hattı	-2	26,5	66,21	446,1	1,94
9	AB sıvı hattı	-0,1	37,7	929,6	199,7	0,9989
10	AB genişleme valfi çıkışı	-30	14,3	152	199,7	1,023
10s	AB evaporatör buharlaşma noktası	-30	14,3	1076	133,8	0,7516
11s	AB evaporatör çığ noktası	-30	14,3	37,18	436,7	1,997
11a	AB evaporatör çıkışı	-22	14,3	35,16	445,4	2,032
11	AB eşanjör çıkışı	-14,7	14,3	33,58	453	2,062
12	YB kompresör emme	-14,7	14,3	33,58	453	2,062
13	YB kompresör basma (tahmini)	37,7	26,5	51,61	492	2,098
14	AB ve YB emme	-0,4	26,5	65,32	448,2	1,947
15	Gaz bypass çıkışı	-10	26,5	72,74	429,2	1,876

Valf seçim kriterlerini daraltmak adına Tablo 8'de verilen 22 farklı nokta yerine bu kısımları gruplandırarak ara eleman seçim sistemiği daraltılabilir.

Şekil 20'de belirtilen 9 farklı hat için ayrı valf seçim kriterleri belirlemek soğutucu sistem tasarımında kullanılacak olan valflerin seçimini ve boyutlandırmasını kolaylaştıracaktır (Tablo 9). Ancak, her valf tipi soğutma sisteminin her noktasında kullanılmaya uygun değildir. Şekil 19'da belirtilen soğutucu sistem hattının arasında valflerin konumlandırılmasının yanı sıra çevirimin dışı açılan kısımlarında da valf kullanımına ihtiyaç duyulabilir. Çıkışlarda kullanılacak olan valfler için yine aynı basınç, sıcaklık ve akışkan sınıfı kıstasları geçerlidir.

Tablo 9: Karbondioksit akışkanlı transkritik soğutma sistemlerinde hat üzerinde valf ve ara eleman kullanım önerileri (++, kullanılması tavsiye edilir; + kullanılabilir, - kullanılması tavsiye edilmez)

Soğutma Sistemi Ara Hattı	Küresel Valfler	Servis Valfleri	Solenoid Valfler	Rotalock Valfler	Çekvalfler	Kurutucular
a- YB basma hattı	+	-	-	-	++	-
b- Gaz soğuma hattı	+	+	+	+	+	+
c- Gaz bypass hattı	+	+	+	+	+	-
d- Sıvı besleme hattı	+	+	+	+	++	-
e- AB besleme hattı	+	-	-	-	++	-
f- YB emme hattı	+	-	-	-	+	++
g- YB sıvı hattı	+	+	+	+	+	-
h- AB sıvı hattı	+	+	+	+	+	-
ı- AB emme hattı	+	-	-	-	+	++



Şekil 20: Transkritik karbondioksitli soğutma çevrimlerinde ara bölgeler: yüksek basınç basma hattı (a), gaz soğuma hattı (b), gaz bypass hattı (c), sıvı besleme hattı (d), düşük basınç basma hattı (e), yüksek basınç emme hattı (f), yüksek basınç sıvı hattı (g), düşük basınç sıvı hattı (h), düşük basınç emme hattı (i)

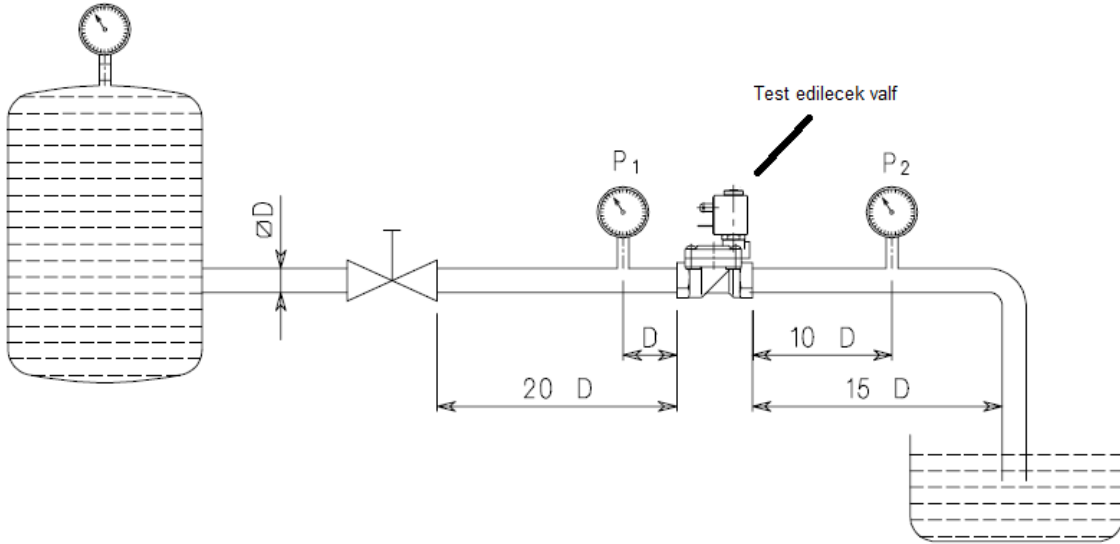
5.2. Valflerin Debi Değerlerinin İmalatçılar Tarafından Hesaplanması

Soğutma sisteminde, akış üzerine eklenen her eleman kayıplara, dolayısı ile basınç düşüşüne sebep olacaktır. Bu temel yaklaşımdan yola çıkılarak yüksek verimlilikteki bir soğutma sistemi tasarımı için mümkün mertebede az sayıda valfin sistem üzerinde konumlandırılması; konumlandırılacak ise bile valflerden daha az basınç düşüşü getirecek olanların seçilmesi gerekmektedir.

Örneğin pratik uygulamada kompresör giriş ve çıkışlarında servis (kompresörün bozulması durumunda sistemden çıkartılması) maksatı ile rotalock valfler ile bağlantı yapılır. Bu valfler yerine kayıp katsayısı daha düşük olan küresel valflerin kullanımı sistem içerisindeki basınç kayıplarını azaltacaktır. Yine sistemin içerisinde elektronik kontrol gerekmeyen noktalar dışında küresel valfler yerine solenoid valflerin kullanımı basınç kayıplarını arttıracaktır.

Bu bağlamda, sistemde gerekli olan valf tipi seçildikten sonra valfin akışa ve basınç düşüşüne göre boyutlandırılması gerekmektedir.

Boyutlandırma öncesinde her valfin, kütesel debiden bağımsız olarak hesaplanan ve belirtilen K_v değerinin bilinmesi gerekmektedir. Valf üreticileri K_v değerlerini nümerik, bilgisayarlı analizler veya deneysel yöntemler ile hesaplayabilirler. Deneysel yöntemlerde kullanılan basit deney düzeneği Şekil 21'de belirtilmiştir.



Şekil 21: K_v değerinin tespiti için deney düzeneği

Valfler veya sistem elemanları için sıvılar ile yapılan deneylerde K_v (akış katsayısı) aşağıdaki denklem ile hesaplanır. Burada Q , hacimsel debiyi (m^3/h), Δp giriş ve çıkış arasındaki basınç farkını, ρ ise akışkanın suya göre bağıl özkütlesini belirtmektedir. ($4^\circ C$ 'deki su için $\rho = 1$)

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (m^3/h) \quad (1)$$

$$\Delta P = P_2 - P_1 \quad (bar) \quad (2)$$

Gazlar için ise denklem 3 veya denklem 4 kullanılır. Burada Q_n , $20^\circ C$ ve atmosfer basıncında gaz akış debisi, t ise girişteki akışkan sıcaklığını belirtmektedir.

$$P_2 \geq \frac{P_1}{2} \text{ ise; } Q = 514 \cdot K_v \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_2}{\rho T}} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (3)$$

$$P_2 < \frac{P_1}{2} \text{ ise; } Q = 257 \cdot K_v \frac{P_1}{\sqrt{\rho T}} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (4)$$

Seçilen soğutma sistemi ara hattı üzerindeki debi ve akışkanın fazı bilinmelidir. Bu veriler ile seçilen valfin K_v değeri eklenerek 1, 3 veya 4 nolu denklemlerde basınç kaybı hesaplanır.

Pek çok mühendislik uygulamasında soğutma sistemlerinde tasarımın basitleştirilmesi için valf gibi sistem elemanlarının basınç kayıpları “eşdeğer boru uzunluğu” ile ifade edilir. K_v değerini, eşdeğer boru uzunluğuna dönüştürmek için denklem 5 kullanılabilir.

$$K_v = f \left(\frac{L_e}{D} \right) \quad (5)$$

Burada f borunun sürtünme faktörü, L_e eşdeğer boru uzunluğunu ifade eder. Soğutucu sistem komponentleri imalatçıları K_v değeri olarak veya eşdeğer boru uzunluğu olarak komponentlerinin sabitlerini tablolar ile sunarlar.

5.3. Soğutma Sistemlerinde Basınç Kayıplarına Göre Valf Seçimi ve Doğrulaması

Soğutma sistemlerinde izin verilen basınç kaybı, sistemin her alanı için farklı olarak soğutma sistemi imalatçısı tarafından belirlenir. Öncelikle, sistemde gerekli olan elemanlar seçilir ve konumlandırılır. Daha sonra basınç düşüşü; eşdeğer boru uzunluğu yöntemi veya K_v faktörü ile hesaplanır ve kontrol edilir.

Örnek hesaplaması yapılacak olan sistemdeki sıcaklık ve basınçlar için Tablo:8'de belirtilen transkritik çevrimli karbondioksit sisteminin tablosu örnek alınacaktır.

Sistemdeki valf seçimi yapılırken aşağıdaki faktörler hesaba katılmalıdır.

- 1- Sistemde valfin bulunacağı konuma göre kabul edilebilen maksimum basınç kaybı belirlenir.
- 2- Sistem parçasına göre uygun ebatlarda boru seçimi yapılır.
- 3- Sistem parçasında valf gerektirecek ihtiyaçlar belirtilir.
- 4- İhtiyaca göre sistemde boru çapına uygun veya yakın valfler seçilir.
- 5- Boruların ve valflerin birlikte basınç kayıpları hesaplanarak sistemdeki kabul edilen basınç kaybına göre karşılaştırması, değerlendirilmesi ve doğrulaması yapılır.

İlk etapta sistemde izin verilen maksimum basınç kaybını Δp_{maks} ve sistem parçasındaki toplam basınç kaybını Δp_{top} olarak nitelendirirsek;

$$\Delta P_{maks} > \Delta P_{top} \quad (6)$$

eşitliği sağlanmalıdır.

Burada Δp_{top} ifadesi sistem parçasındaki tüm kayıpların toplamını ifade eder. Sistemde n adet eleman olduğu kabul edilirse her elemanın ve boruların basınç kayıplarının toplamı sistemdeki toplam basınç kaybını verecektir.

$$\Delta P_{top} = \Delta P_{boru} + \sum_{n=1}^n \Delta P_n \quad (7)$$

Laminer veya türbilanslı akışlarda borulardaki basınç kayıpları aşağıdaki formülle hesaplanabilir [19].

$$\Delta P_{boru} = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{ort}^2}{2} \quad (8)$$



Her bir elemandaki basınç kaybının hesaplanması, sistemdeki akışkanın sıvı veya gaz fazında olmasına göre farklı şekillerde yapılacaktır (Denklem 1, 3 ve 4).

Kv değeri bilinen bir valfin basınç kaybı, akışkan sıvı fazında ise;

$$\Delta P_n (sıvı) = \rho \left(\frac{Q}{K_{v_n}} \right)^2 \quad (9)$$

Denklemleri ile ifade edilir. Akışkan gaz fazında iken sistemdeki basınç kaybı denklem 3 ve 4'de verilen $P_2 \geq \frac{P_1}{2}$ ifadesini sağlamalıdır. Bu yaklaşım ile gaz fazındaki bir akışkan için sistemdeki basınç kaybı;

$$\Delta P_n (gaz) = \frac{Q^2 \rho T}{K_{v_n}^2 P_2 514^2} \quad (10)$$

denklemleri ile hesaplanır.

Bir sistem parçasındaki toplam basınç kaybı formülleri, sıvı fazı için denklem 11 gaz fazı için denklem 12'de belirtilmiştir. Bu iki denklem aynı zamanda sistemde en az basınç kaybı için seçilmesi gereken sistem elemanlarının özelliklerini de belirtmektedir.

$$\Delta P_{top} (sıvı) = f \frac{L \rho V_{ort}^2}{D} + \sum_{n=1}^n \rho \left(\frac{Q}{K_{v_n}} \right)^2 \quad (11)$$

$$\Delta P_{top} (gaz) = f \frac{L \rho V_{ort}^2}{D} + \sum_{n=1}^n \frac{Q^2 \rho T}{K_{v_n}^2 P_2 514^2} \quad (12)$$

Tüm bu bilgiler toplandığında; bölüm 5'de verilen transkritik sistemlerde valf seçim kriterleri aşağıda verilen algoritma ile listelenebilir. (Tablo 10)

Tablo 10. Soğutma sistem elemanları seçiminde işlem basamakları

1 – Hesaplama yapılacak sistem bölümünün seçimi	Şekil 20
2 – Sistemde ihtiyaç duyulacak ekipmanların belirlenmesi	Tablo 9
3 – Sistem bölümündeki fazın belirlenmesi	Şekil 19
4 – Sistemdeki maksimum basıncın belirlenmesi	Tablo 8
5 – Sistemdeki çalışma sıcaklığı aralığının belirlenmesi	Tablo 8
6 – Dış ortam sıcaklığının belirlenmesi	
7 – İzin verilen basınç düşüşünün (ΔP_{maks}) tesit edilmesi	
8 – Sistemde gerekli boru uzunluğunun tespiti	
9 – Sistemde kullanılacak olan boru çapının tahmin edilmesi	
10 – 2. basamakta seçilen sistem elemanlarının K_v değerlerinin alınması	
11 – Belirlenen değerler ile toplam basınç kaybının hesaplanması	Denklem 11, 12
12 – Maliyet araştırması	
13 – 8. işlem basamağına geri dönülerek optimizasyon yapılması.	

6. TRANSKRİTİK SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE KULLANILAN VALFLERDE GELECEK TEKNOLOJİLER

Soğutma sistemlerinde kullanılan gazların daha çevreci ve insan sağlığına daha duyarlı gazlardan seçilerek zararlı gazların kısıtlanması planlı bir biçimde uygulamaya koyulmaktadır. Soğutma sistemlerinin gelecekte daha çevreci ve insan sağlığına olan etkilerinin daha az olacağını öngörmek doğru olacaktır. Bu öngörüler ile sektörün daha verimli daha ekonomik ve kapasitesi daha fazla olan sistemler evrilmeye devam ettiğini de hesaba katarsak soğutma sistemlerinde kullanılan tüm ekipmanlar gibi soğutucu valflerin de bu trendi yakalaması gerekliliği aşikârdır.

2020 sonrası soğutma sistemlerine kullanılacak olan soğutucu valflerin aşağıdaki özellikleri göstermesi planlanmaktadır (Tablo 11).

1. Daha hafif ve ekonomik tasarımlar,
2. Düşük basınç kaybı ile yüksek iç sızdırmazlık imkânlarının birleştirilmesi,
3. Manuel kontrol yerine elektronik kontrol ve kumanda,
4. Elektronik veya mekanik otomasyon, kendi kendini kumanda eden valfler, bağımsız sistemler,
5. Daha yüksek basınçlara dayanıklılık,
6. Yeni akışkan tiplerini uyumluluk,
7. Yanıcı gazlar ile kullanıldıklarında güvenlik

Tablo 11. Soğutucu sistemlerde kullanılan valflerin gelecek trendleri

Günümüzdeki Özellikler	2020 Sonrası Sektörün Talepleri	Alanı
Pirinç gövde	<ul style="list-style-type: none">o Çevreye duyarlı kurşunsuz pirinç alaşımları,o Alüminyum vb. daha hafif ve daha ucuz alaşımlar,o Kurşunsuz çelik alaşımları	<ul style="list-style-type: none">o Tüm soğutucu sistem valfleri
El ile kumanda edilen valfler	<ul style="list-style-type: none">o Elektronik sistemlerle entegre kontrol ve kumanda imkanı,o Motor bağlantılı küresel valfler	<ul style="list-style-type: none">o Küresel valfler
Solenoid valflerde debi değerlerinin düşük olması	<ul style="list-style-type: none">o Özellikle solenoid valflerde daha güçlü bobin tasarımları ile daha büyük geçiş çaplı ürünler,o Bobin yerine step motor kumandalı ürünler	<ul style="list-style-type: none">o Solenoid valfler

SONUÇ

Soğutma sistemlerinde valflerin ve diğer sistem elemanların tasarımı ve seçimi transkritik çevrimlerde özel kriterlere bağlıdır.

Soğutucu sistemlerde kullanılan valflerin avantajları ve dezavantajları soğutma sisteminde kullanım yerini ve kullanım koşullarını belirlemektedir (Tablo 12). Makalede listelenen soğutma sistemi valflerine göre soğutma sistemi içerisindeki kullanım alanları Tablo 13’de listelenmiştir.

Tablo 12. Soğutucu sistemlerde kullanılan valflerin avantajları - dezavantajları

Soğutucu valf tipi	Avantajları	Dezavantajları
Küresel Valfler	○ Yüksek debi değerleri	○ Nispeten yüksek iç kaçak değerleri ○ Açma – kapatma operasyonun görece zorluğu
Servis – Şarj Valfleri	○ Klape doğru kapatıldığında yüksek iç sızdırmazlık sağlarlar.	○ Debi değerleri çok düşüktür. Basınç kaybı çok fazladır. ○ Sızdırmazlığın sağlanabilmesi için yüksek tork gereklidir.
Solenoid Valfler	○ Elektronik kontrole imkân sunması	○ Düşük debi değerleri ve yüksek basınç kaybı ○ Mekanik aksamı valflere göre daha düşük ömür ○ Çalışması için basınç farkı gerekliliği
Rotalock Valfler	○ Klape doğru kapatıldığında yüksek iç sızdırmazlık sağlarlar. ○ Görece orta düzeyde debi geçişine müsaade ederler	○ Muadil ürünlere göre nispeten büyük ve pahalıdır.

Tablo 13. Soğutucu sistemlerde kullanılan valflerin kullanım alanları ve kullanıma uygun olmayan yerler.

Valf tipi	Kullanım alanı	Kullanımı uygun olmayan yerler
Küresel Valfler	Kompresör, evaporator veya kondanser giriş veya çıkışlarında, Soğutucu sistemin içerisinde sistemin bölünmesi istenen yerlerde, Sistemdeki ömrü boyunca, arıza harici açık olması gereken durumlarda,	Soğutucu sistemin dışa açılan yerlerinde kullanımı tavsiye edilmez, Sürekli açılıp kapatılması gereken dinamik alanlarda kullanılması tavsiye edilmez.
Servis – Şarj Valfleri	Soğutucu sistemden gaz besleme veya gaz çekme ihtiyacı doğan noktalarda Sistemin dışa açılan noktalarında	Sistemin iç bölgelerinde kullanılması tavsiye edilmez.
Solenoid Valfler	Sistemin içerisinde, otomasyon gerekli olan yerlerde Genellikle evaporatör girişlerinde	
Rotalock Valfler	Kompresör giriş ve çıkışlarında Evaporatör girişlerinde	

KAYNAKLAR

- [1] BRILEY, G. C., “A History of Refrigeration”, ASHRAE Journal, November 2004
- [2] MOORE T., “Refrigerator For Domestic Uses”, Patent: USPTO 419X, 24 Temmuz 1803
- [3] DONALDSON B., NAGENGAST B., “Heat and Cold: Mastering the Great Indoors”, ASHRAE, 1994
- [4] BODINUS W. S., “The Rise and Fall of Carbon Dioxide Systems”, ASHRAE, 1999

- [5] Ozon Tabakasını İncelten Maddelere Dair Montreal Protokolü, Resmi Gazete 8 Eylül 1990 tarih 20629 sayılı (16 Eylül 1987; Birleşmiş Milletler kararına istinaden), 1990
- [6] EVANS C. L., CO₂ “Unit Coolers for Supermarket Refrigeration Systems”, 2009
- [7] BEVERIDGE B., ANDREWS S., HALL S., KLİSTORNER D., “Titanic The Ship Magnificent”, 2008
- [8] SHAKHASHIRI B., “Carbon dioxide - A UW-Madison Science Week Talk by Bassam Shakhashiri”, 2016
- [9] TILLNER-ROTH R., “Journal of Chemistry Reference Data” 26(6), 1997
- [10] DWYER T., “Going transcritical with CO₂”, ICIBSE Journal, December 2012
- [11] MATSUNAGA K., “Comparison Of Environmental Impacts and Physical Properties of Refrigerants”, Columbia University Department of Earth and Environmental Engineering, 2002
- [12] SOĞUT M.Z., KARAKOÇ H., KILKIŞ B., “Soğutucu Akışkanların Ekserji Verimine Bağlı Çevresel Performanslarının İncelenmesi”, 6th International Advanced Technologies Symposium, Elazığ, Turkey, 2011
- [13] Birleşmiş Milletler Çevre Programı 2007 Yıllık Raporu, 2007
- [14] ANSI/ASHRAE. Standard 34 “Designation and Safety Classification of Refrigerants”, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2013
- [15] ASTM International “Standard ASTM E681: Standard Test Method for Concentration Limits of Flammability of Chemicals (Vapors and Gases)”, 2015
- [16] KASAP F., ACÜL H., CANBAZ H., ERBİL S., “R744 (CO₂) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO₂) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları”, FRITERM, 2011
- [17] NELSON C., “Selecting and Designing Energy-Efficient Commercial Refrigeration Systems That Use Low Global Warming Potential Refrigerants”, National Renewable Energy Laboratory Golden, Colorado, 2015
- [18] Avrupa Birliği Direktifi: 2014/68/EU, Basıncılı Ekipmanlar (Pressure Equipment Directive), 2014
- [19] ÇENGEL Y., CİMBALA J.M., “Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları”, İzmir Güven Kitapevi, 2012

ÖZGEÇMİŞ

Erbil İYİM

1989 Lüleburgaz doğumludur. 2007 yılı Sırrı Yırcalı Anadolu Lisesi ve 2011 yılı Ege Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü mezunudur. 2011 – 2015 yılları arasında “Bozdağ Endüstriyel Ürünler ve Dış Tic. Ltd. Şti.”nde Tasarım ve Ar-ge Sorumlusu olarak görev aldıktan sonra 2016 yılından beri E.C.A. Valf Sanayii A.Ş.’nde Ar-ge Mühendisi olarak “Soğutma ve İklimlendirme Sistem Elemanları” üzerine çalışmaktadır. Halen Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı’nda yüksek lisans eğitimini sürdürmektedir.

Ayberk ALTINTAŞ

1991 İzmir doğumludur. 2009 Karşıyaka Lisesi ve 2014 yılı Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Makine Mühendisliği mezunudur. Aynı yıl, aynı üniversitede Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalında yüksek lisansa başlamıştır. Yüksek lisans eğitimi esnasında ‘Yüksek frekanslı İndüksiyon Sistemi ile Vakum Altında Sıcak Presleme’ konulu TÜBİTAK 3001 projesinde çalışmıştır. 2017 yılında yüksek lisans eğitimini tamamlamıştır. Toplam 4 adet SCI ve SCI-E makaleleri bulunmaktadır. 2018 ağustos ayından beri ECA Valf Sanayii A.Ş.’de Ar-Ge Mühendisi olarak görev yapmaktadır.

Çağlar ALMIŞ

1978 Balıkesir doğumludur. 1996 yılı Sırrı Yırcalı Anadolu Lisesi ve 2000 yılı Ege Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü mezunudur. İş hayatına 2002 yılında Sayılan Makine A.Ş.’de Atölye Mühendisi olarak başlamıştır. 2005 yılında yine Ege Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü’nde yüksek lisans eğitimini tamamlamıştır. 2003 yılından itibaren E.C.A. Valf Sanayii A.Ş.’ninde sırası ile Ar-ge Mühendisliği ve Ar-ge Şefliği görevlerini yürütmüştür. 2014 yılından beri de E.C.A. Valf Sanayii A.Ş.’nde Teknik Müdürlük, 2016 – 2019 yılları arasında ar-ge merkezi statüsüne geçişle birlikte Valf Sanayii A.Ş. Ar-ge Merkezi Müdürü olarak görev almıştır.