

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

CO₂ KULLANILAN KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN ANALİZİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Berkant ÇERKEZOĞLU**

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliğı

Programı : Isı - Akışkan

OCAK 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

CO₂ KULLANILAN KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN ANALİZİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Berkan ÇERKEZOĞLU
(503071102)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Aralık 2009

Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Ocak 2010

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. A. Feridun ÖZGÜÇ
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. İ. Cem PARMAKSIZOĞLU
Prof. Dr. Salim ÖZÇELEBİ**

OCAK 2010

Çok değerli anneme, babama ve sevgili ablama,

ÖNSÖZ

Günümüzde endüstriyel soğutma geçmişte olduğundan daha büyük öneme sahiptir. Süpermarket, soğuk hava deposu gibi işletmelerde çok düşük sıcaklıklarda soğutma yapılması gerekmektedir. Çok düşük sıcaklıklarda soğutma yapılabilmesi ise tek kademeli soğutma sistemleri ile ya imkansız ya da çok zordur. Bununla birlikte kaskad sistemlerin düşük sıcaklık kademesinde halojene hidrokarbonlar, görece yetersiz termodinamik özellikleri nedeniyle ilk akla gelen tercih değildirler. Bu nedenle düşük sıcaklık kademesinde karbondioksit kullanımına bir yönelim vardır. Karbondioksitin üstün ısı geçiş özellikleri ve büyük hacimsel kapasitesi kaskad soğutma sistemlerinin düşük sıcaklık kademesinde kullanımını cazip hale getirmektedir. Ayrıca karbondioksitin çevreye olan zararı ve küresel ısınmaya etkisi yapay soğutucu akışkanlardan daha azdır. Bu da karbondioksitin tercih sebebi olmasında başka bir etkidir.

Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak karbondioksit kullanılan kaskad devreler tanıtılmış ve R404A/CO₂ kaskad soğutma sisteminin termodinamik incelemesi yapılmıştır.

Bilimsel araştırmalara oldukça açık olan bu konuda beni çalışmaya sevk eden değerli hocam Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ'e ve hayatım boyunca benden hiçbir konuda desteklerini esirgemeyen sevgili aileme teşekkürlerimi sunarım.

Aralık 2009

Berkan ÇERKEZOĞLU
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vii
KISALTMALAR.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xiii
SEMBOL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY.....	xix
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
2. SOĞUTUCU AKIŞKAN OLARAK KARBONDİOKSİT.....	3
2.1 Karbondioksitin Fiziksel Özellikleri.....	3
3. KARBONDİOKSİTİN DİĞER SOĞUTUCU AKIŞKANLARLA	
 KARŞILAŞTIRILMASI.....	9
3.1 Sıcaklık ve Basınç.....	9
3.2 Soğutma Tesir Katsayısı ve Kapasite.....	11
3.3 Devre Elemanları.....	13
3.4 Karbondioksit ve Tuz Çözeltilerinin Karşılaştırılması.....	15
3.5 Hapsolmuş Sıvı.....	18
3.6 Baloncuklanma Derinliği.....	19
3.7 Sıcaklık Gradyanı.....	22
4. DEVRE KURULUMUNDA GÖZ ÖNÜNDE BULUNDURULMASI	
 GEREKEN HUSUSLAR.....	25
4.1 Karbondioksit Korozyonu.....	25
4.2 Sızıntı.....	26
4.2.1 Amonyum Karbamat Oluşumu.....	27
4.3 Üçlü Noktaya Yakın Karbondioksit.....	28
4.4 Soğutma Sisteminin Durdurulması.....	28
4.5 Aşırı Soğutma ve Aşırı Kızdırma.....	29
4.6 Kaskad Ünitelerdeki Sıcaklık Farkı.....	30
4.7 Karbondioksit Kalitesi.....	31
4.8 Karbondioksit Devresinde Kötü Koku Oluşumu.....	32
4.9 Karbondioksitin Devreye Doldurulması.....	32
4.10 Taşırmalı Evaporatörler.....	32
4.11 Doğrudan Genişlemeli Evaporatörler.....	35
4.12 Sistemde Yağlama.....	37
4.13 Buz Çözme İşlemi.....	38

5. R404A/CO₂ KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK	
ANALİZİ.....	39
5.1 Soğutma Sisteminin Tanıtılması.....	39
5.2 Sistemin Termodinamik İncelemesi	43
5.2.1 Üst Sıcaklık Kademesinin Termodinamik İncelemesi.....	47
5.2.2 Alt Sıcaklık Kademesinin Termodinamik İncelemesi.....	53
6. SONUÇLAR.....	61
KAYNAKLAR.....	63
ÖZGEÇMİŞ.....	65

KISALTMALAR

HFC	: Halojene Edilmiş Hidrokarbon
COP	: Coefficient of Performance
DG	: Doğrudan Genişlemeli
PPM	: Particule Per Million
PAO	: Polialfaolefin

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge2.1: -30 °C’de doymuş buhar ve 10 °C’de doymuş sıvı hatları için boru çapları ve hızlar	7
--	---

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Karbondioksitin basitleştirilmiş P-h diagramı.....	4
Şekil 2.2 : R404A/CO ₂ soğutma sistemlerinin genel görünüşü.....	5
Şekil 2.3 : R404A ve R744 için çeşitli buharlaşma sıcaklıklarında kompresör güçleri	6
Şekil 2.4 : Aynı ısı değıştiricide R404A ve R744 için ısı geçişlerinin karşılaştırılması	7
Şekil 3.1 : Bazı soğutucu akışkanların 1 ve 41 bardaki sıcaklıkları ve kritik sıcaklıkları.....	10
Şekil 3.2 : -40 °C, -10 °C, 20 °C sıcaklıklardaki basınçlar ve kritik basınçlar.....	10
Şekil 3.3 : Çeşitli soğutucu akışkanların 100 KW kapasite için boru çapları	13
Şekil 3.4 : R507'ye göre plakalı buharlaştırıcı ve yoğuşurucu ısı geçişleri.....	14
Şekil 3.5 : Karbondioksit ve tuz çözeltisinin kullanıldığı bir kaskad soğutma sistemi.....	15
Şekil 3.6 : Bazı tuz çözeltileri ve CO ₂ için boru çapları.....	16
Şekil 3.7 : Hapsolmuş sıvı bölgesindeki basınç artışına karşılık gelen sıcaklık artışı.....	18
Şekil 3.8 : Baloncuklanma Derinliği.....	20
Şekil 3.9 : Soğutucu akışkanların baloncuklanma derinlikleri.....	21
Şekil 3.10 : Bazı soğutucu akışkanlar için -40 °C ve -10 °C'deki aşırı soğutma sıcaklık farkları.....	23
Şekil 4.1 : Kuru buz oluşumu durumunda hazne tasarımı.....	27
Şekil 4.2 : Karbondioksitli soğutma sisteminin durdurulması.....	27
Şekil 4.3 : Kaskad soğutma ünitesindeki sıcaklık değerleri.....	29
Şekil 4.4 : Kızgın buhar soğutuculu bir kaskad soğutma ünitesindeki sıcaklık değerleri.....	30
Şekil 4.5 : Taşırmalı evaporatörlerde çıkış şekilleri.....	33
Şekil 4.6 : Sıvı haznesinde istenmeyen durumlar.....	34
Şekil 4.7 : DG soğutucu ünitelerin yerleşim biçimleri.....	35
Şekil 4.8 : Karbondioksit ve yağ yoğunluklarının sıcaklıkla değışimi.....	38
Şekil 5.1 : R404A/CO ₂ kaskad soğutma sisteminin devre şeması.....	40
Şekil 5.2 : Soğutma Devre Elemanları.....	41
Şekil 5.3 : İki kademeli soğutma sistemi.....	42
Şekil 5.4 : CoolPack'de incelenmiş çevrimin analizi.....	45
Şekil 5.5 : CoolPack'de incelenen çevrimin giriş değerleri.....	45
Şekil 5.6 : Çevrimin her noktasındaki özellik değerleri.....	46
Şekil 5.7 : Çevrim hakkındaki yardımcı bilgiler.....	46
Şekil 5.8 : Üst kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında alt kademe evaporatördeki ısı geçişleri.....	47

Şekil 5.9 : Üst kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında kaskad kondenser ve üst kademe kondenserdeki ısı geçişleri..	47
Şekil 5.10 : Üst kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında her iki kademe de kompresörde harcanan güçler.....	49
Şekil 5.11 : Tipik R404A kompresörünün izentropik veriminin değişimi.....	50
Şekil 5.12 : Üst kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında her iki kademe de dolaşan akışkanların kütleli debileri.....	50
Şekil 5.13 : Üst kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre alt, üst kademe ve toplam soğutma tesir katsayısı değerleri.....	51
Şekil 5.14 : Üst kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre carnot ve ikinci yasa verimleri.....	52
Şekil 5.15 : Alt kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarındaki soğutma kapasiteleri.....	53
Şekil 5.16 : Üst kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında alt kademe evaporatördeki ısı geçişleri.....	54
Şekil 5.17 : Alt kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre her iki kademe de dolaşan soğutucu akışkan debileri.....	55
Şekil 5.18 : Alt kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için her iki kademe de gerekli kompresör güçleri.....	55
Şekil 5.19 : Tipik bir CO ₂ kompresörünün izentropik veriminin değişimi.....	56
Şekil 5.20 : Alt kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre alt, üst kademe ve toplam soğutma tesir katsayısı değerleri.....	57
Şekil 5.21 : Alt kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre her iki kademe de verimlerin değişimi.....	58
Şekil 5.22 : Alt kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre tüm sistemin ikinci yasa verimleri.....	59

SEMBOL LİSTESİ

H_b	: Baloncuklanma derinliği
h	: Entalpi
P	: Basınç
T	: Sıcaklık
Δ	: Fark
η	: Verim
$\emptyset$	: Çap
$\dot{m}$	: Kütlesel debi
$\dot{Q}$	: Isıl güç
$\dot{W}$	: Mil gücü

CO₂ KULLANILAN KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN ANALİZİ

ÖZET

Soğutma sistemlerinde temel amaç soğuk bir ortamdan ısı çekmektir. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerindeki evaporatörlerde soğutulan ortamdan çekilen ısı yardımıyla devredeki soğutucu akışkan buharlaştırılır, kompresör aracılığı ile sıkıştırılır ve kondenser yardımıyla daha sıcak bir ortama ısı atılır. Kaskad soğutma sistemlerinde ise birden fazla kademe vardır. İki kademeli kaskad soğutma sisteminde düşük sıcaklık kademesinin kondenseri yüksek sıcaklık kademesinin evaporatörü olarak çalışmaktadır. Kaskad ısı değiştirici, düşük sıcaklık kademesinde dolaşan soğutucu akışkandan çektiği ısı yardımıyla yüksek sıcaklık kademesindeki soğutucu akışkanı buharlaştırırken, düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan ise yoğunur.

Bu tez çalışmasında düşük sıcaklık kademesinde karbondioksit kullanılan kaskad soğutma sistemleri tanıtılmış, kaskad soğutma devresi kurulumunda korozyon, karbondioksit sızıntısı, soğutma sisteminin durdurulması, devredeki karbondioksitin aşırı soğutma ve aşırı kızdırma işlemleri, soğutma sisteminde yağlama, buz çözme, kötü kokuların giderilmesi gibi göz önünde bulundurulması gereken önemli noktalara değinilmiştir. Karbondioksit sıcaklık, basınç, soğutma tesir katsayısı, kapasite gibi yönlerden diğer soğutucu akışkanlarla karşılaştırılmıştır. Önemli devre elemanları özellikler doğrudan genişlemeli ve taşırmalı evaporatörler anlatılmış, evaporatör tasarım parametreleri ve optimal devre kurulum şekillerine dikkat çekilmiştir. Soğutma sistemi kurulumundaki bazı kritik tasarım parametrelerine değinilmiştir.

Termodinamik incelemede R404A CO₂ kaskad soğutma sistemlerinde çeşitli yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıkları için soğutma tesir katsayısı, verim, ısı değiştirici kapasiteleri, gerekli net kompresör güçleri ve devrelerde dolaşan akışkan debileri hesaplanmış ve çıkan sonuçlar irdelenmiştir.

ANALYSIS OF A CASCADE REFRIGERATION SYSTEM USING CO₂ AS A REFRIGERANT

SUMMARY

The basic goal of refrigeration systems are to remove heat from a cold medium. In evaporators of vapour compression refrigeration systems refrigerant in the circuit is being evaporated with the help of the heat which is removed from the cold medium, then the refrigerant is being compressed and the heat is being transferred to the warm medium via condensers. There are multiple stages in cascade refrigeration systems. In a two-stage cascade refrigeration system the cascade heat exchanger is the evaporator of high temperature stage and the condenser of the low temperature stage. Cascade heat exchanger evaporates the high temperature refrigerant with the help of the heat which is rejected from the low temperature refrigerant as the low temperature refrigerant is being condensed.

In this thesis cascade refrigeration systems which are using carbon dioxide as a refrigerant in low temperature level are introduced. Practical aspects in carbon dioxide refrigeration circuit installations such as corrosion, carbon dioxide leakage, system shut-down, superheating and subcooling operations, lubrication, defrost, and removing fouling are discussed. Carbon dioxide is compared with other refrigerants by means of temperature, pressure, COP of refrigeration, capacity and etc. Important system components especially direct expansion and flooded flow evaporators are covered. Some critical design parameters and optimal system installation methods are described.

In thermodynamic analysis COP of refrigeration, efficiency, heat exchanger and compressor capacities, and mass flow rates are being calculated. Also there is a discussion about these results in the final chapter.

1. GİRİŞ

Günümüzde süpermarket, soğuk hava deposu, buz pisti gibi işletmelerin soğutulmasında kullanılan soğutucu akışkanların çevreye olan zararlı etkileri bilinmektedir. Bu işletmeler küresel ısınmaya doğrudan ve dolaylı olarak sebep olmaktadır. Halojene edilmiş hidrokarbon (HFC) soğutucu akışkanların soğutma devrelerinden sızmasıyla oluşan yüksek düzeyde sera etkisinin yanında, büyük miktarda elektrik enerjisinin kullanımı da dolaylı olarak küresel ısınmaya katkı sağlamaktadır. HFC soğutucu akışkan kullanımı yasal ve yaygın olmakla birlikte, son yıllarda doğal soğutucu akışkanların kullanımına önem verilmeye başlanmıştır. Doğal soğutucu akışkanlar amonyak, propen, propilen gibi hidrokarbonlar ve karbondioksit soğutma endüstrisine çevre dostu çözümler sunmakta ve diğer sentetik soğutucu akışkanlar kadar ozon tabakasına zarar vermemekle birlikte küresel ısınmada daha az pay sahibi olmaktadır.

Karbondioksit evlerde ısı pompası yardımıyla sıcak su elde edilmesinden, süpermarket ve buz pisti soğutma gibi ticari uygulamalara kadar birçok ısıtma ve soğutma uygulamalarında, uzun vadeli çözümler sunmaktadır.

1.1 Literatür Özeti

Alt sıcaklık kademesinde soğutucu akışkan olarak karbondioksit kullanılan soğutma sistemlerinin sayısında son yıllarda tekrar artış gözlenmiştir. Bu nedenle literatürde bu konuyla ilgili çok sayıda yayına ulaşılabilmektedir. Campbell ve arkadaşlarının çalışmasında sera gazı salınımının dolaylı ve doğrudan etkilerini azaltabilmek için kurulmuş, R404A ve CO₂ kullanılan soğutma sistemi incelenmiştir. Bu çalışmada HFC kullanımından kaçınıldığı için doğrudan, Sistemin soğutma tesir katsayısı ise HFC kullanılan sistemlere göre daha yüksek olduğundan da dolaylı yönden sera gazı emisyonlarının düşürüldüğü gösterilmiştir. Çalışmada öncelikle yeni sistemin çalışma presibini gösteren soğutma sistemi deney tesisatı tanıtılmış daha sonra da

verim, işletme maliyeti ve CO₂ emisyonu değerlerinin geleneksel sistemlerle karşılaştırılmasına yer verilmiştir.[9]

Dopazo ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada amonyak ve CO₂ kullanılan soğutma sistemleri incelenmiş, soğutma tesir katsayısı ve ekserji analizi yapılmış bununla birlikte optimum CO₂ yoğuşma sıcaklığı incelenmiştir. [6]

Lee ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada da soğutma tesir katsayısı değerinin en yükseğe çıkarılması ve ekserji kaybının en alt seviyeye indirilmesi adına yapılan deneysel ve teorik çalışmalarda karbondioksitin kaskad ısı değiştirici içerisindeki optimum yoğuşma sıcaklığı araştırılmıştır.[8]

2. SOĞUTUCU AKIŞKAN OLARAK KARBONDİOKSİT

Karbondiyoksit (R744) soğutma alanında uzun yıllardan beri kullanılmaktadır. Karbondiyoksitin soğutucu akışkan olarak keşfedilmesi 1850'li yıllara dayanmaktadır. İngiliz bilim adamı Alexander Twining ilk defa karbondiyoksitin bir soğutucu akışkan olarak kullanılmasını teklif etmiş ve patentini almıştır, 1920'lerden 1930'lara kadar soğutma sistemlerinde karbondiyoksit kullanımı en üst düzeyde olmuş, 1930'lardan 1960'lara kadar düşüşe geçmiştir ve 1960'larda kullanımı tamamen bırakılmıştır. 1990'larda Kilmarnock Scotland isimli firma karbondiyoksitle çalışan yeni bir soğutma sistemi tanıtmış ve karbondiyoksit, soğutucu akışkan olarak tekrar gündeme gelmiştir. O günden bu güne dek kullanılmaya devam etmiş ve gelecekte de kullanılmaya devam edecektir. [9]

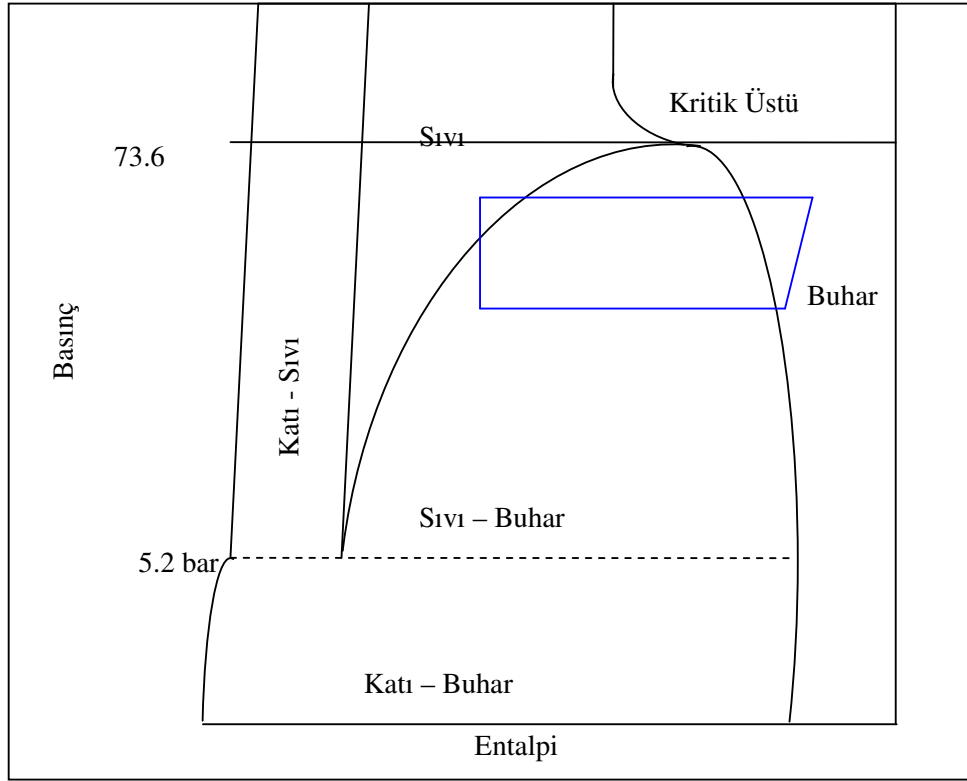
2.1 Karbondiyoksitin Fiziksel Özellikleri

Karbondiyoksitin on adet önemli özelliği vardır:

- Zehirleyici değildir
- Parlayıcı değildir
- Çevreye zararı azdır
- Kritik nokta değerleri düşüktür
- Üçlü nokta değerleri düşüktür
- Yüksek basınçlıdır
- Hacimsel kapasitesi yüksektir
- Isı geçiş kabiliyeti yüksektir
- Ucuzdur
- Elde edilmesi kolaydır

Karbondiyoksitin diğ er soğutucu akışkanlara göre en önemli olumlu özelliğı zehirleyici ve parlayıcı olmamasıdır. Bu özellikler diğ er soğutucu akışkanları çoğ unlukla sınırlamaktadır. Karbondiyoksitin kritik nokta sıcaklığı 31 °C olması nedeniyle görece düşük iken, kritik nokta basıncı olan 73.6 bar, bu sıcaklığa göre yüksek bir basınç sayılır. Üçlü nokta sıcaklığı -56.6 °C

ve üçlü nokta basıncı 5.2 bardır. Bu özelliğıyle karbondiyoksit, kullanımı yaygın olan soğutucu akışkanlar arasında üçlü nokta basıncı atmosfer basıncından yüksek olan tek soğutucu akışkandır. Kritik sıcaklığın altında kalabilmek için yoğuşmanın 0 °C'nin altında gerçekleştiğı kaskad sistemler kurulmalıdır. Soğutma sisteminin sınırları Şekil 2.1'deki basitleştirilmiş P-h diyagramında mavi renkli bölge ile belirtilmiştir.



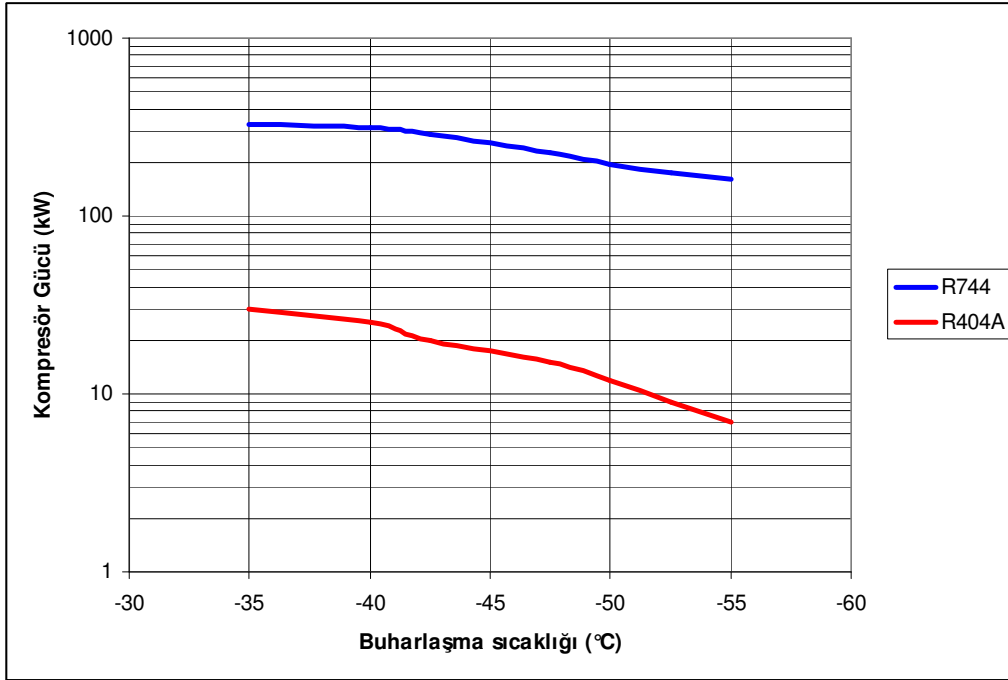
Şekil 2.1 : Karbondiyoksitin basitleştirilmiş P-h diyagramı



Şekil 2.2 : R404A/CO₂ soğutma sistemlerinin genel görünüşü [9]

Şekil 2.2’de R404A ve CO₂ soğutucu akışkanlı kaskad soğutma devreleri görülmektedir. Sistemin derli toplu oluşu ve az yer kaplaması gözden kaçmamaktadır.

Karbondiyoksitli soğutma sistemlerinin hacimsel soğutma kapasiteleri yüksek buhar yoğunluğunun sonucu olarak diğer soğutucu akışkanlara kıyasla yüksektir. Bununla birlikte devredeki kompresör R22 kullanılan devrelere göre 6-8 kat daha küçüktür. Şekil 2.3’de karbondiyoksitli ve R404A’lı iki soğutma sisteminin çeşitli buharlaşma sıcaklıklarına göre kompresörün gerektirdiği mil güçleri karşılaştırılmıştır.



şekil 2.3 : R 404A ve R 744 için çeşitli buharlaşma sıcaklıklarında kompresör güçleri [9]

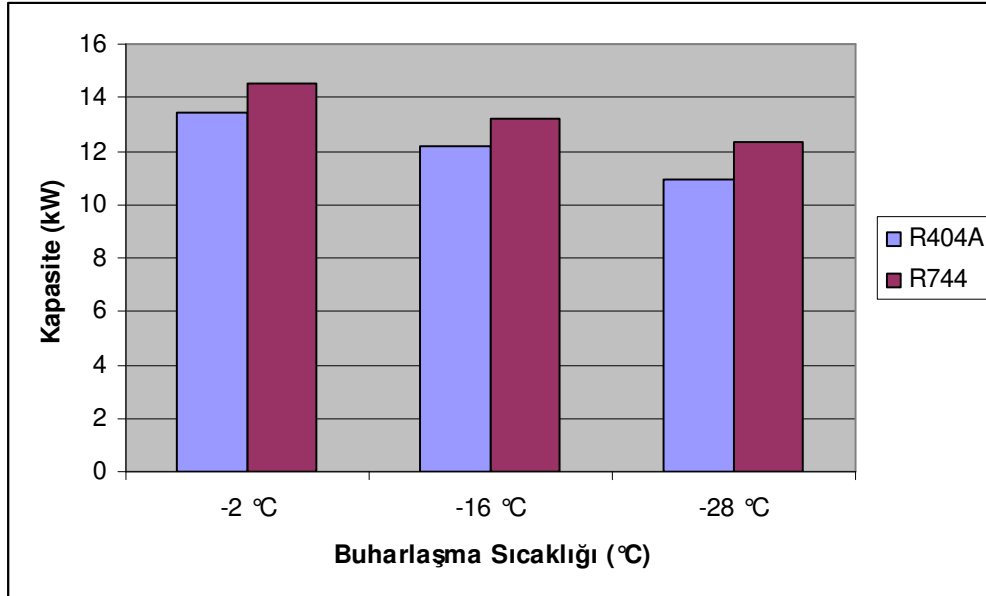
Her iki sistemde de aynı kompresör kullanılmış olup, yoğuşma sıcaklığı -10 °C ve kompresör hızları 1470d/d'dır. Karbondioksit kullanılan sistemin R404A kullanılan sistemden kat kat fazla soğutma kapasitesine sahip olduğu görölmektedir.

Yüksek hacimsel kapasitenin avantajı boru çaplarında da kendisini göstermektedir. Kapasitenin yüksek oluşu boru çaplarının azalmasını sağlamaktadır. Bu durum ayrıca hatlarda kullanılan vana maliyetlerini de azaltmaktadır. Çizelge 2.1 karbondioksit, R404A ve amonyak (R717) kullanılan 150 KW kapasiteli 3 ayrı soğutma sistemindeki boru çaplarını göstermektedir.

	Soğutucu Akışkan	R404A	R717	R744
Kuru Emme Hattı	Hız	11.3 m/s	25.6 m/s	7.7 m/s
	Çap	101.6 mm	72.6 mm	50.8 mm
Yoğuşmuş Sıvı Hattı	Hız	0.6 m/s	0.3 m/s	1.1 m/s
	Çap	38.1 mm	25.4 mm	25.4 mm

Çizelge 2.1: -30 °C’de doymuş buhar ve 10 °C’de doymuş sıvı hatları için boru çapları ve hızlar [9]

Karbondiyoksitin üstün ısı özellikleri sayesinde evaporatörler R404A kullanılan sistemlerdeki evaporatörlere kıyasla daha yüksek sıcaklıklarda çalışabilmektedir. Karbondiyoksitli sistemlerde evaporatörler R404A’lı evaporatörlere göre 2 °C daha yüksek sıcaklıkta çalışabilmektedir. Üstün ısı geçiş özellikleri evaporatörlerde kapasite artışını beraberinde getirmektedir. Şekil 2.4 aynı ısı değiştirici geometrisi için kapasitede %10 kadar artış olduğunu göstermektedir.



Şekil 2.4 : Aynı ısı değiştiricide R404A ve R744 için ısı geçişlerinin karşılaştırılması

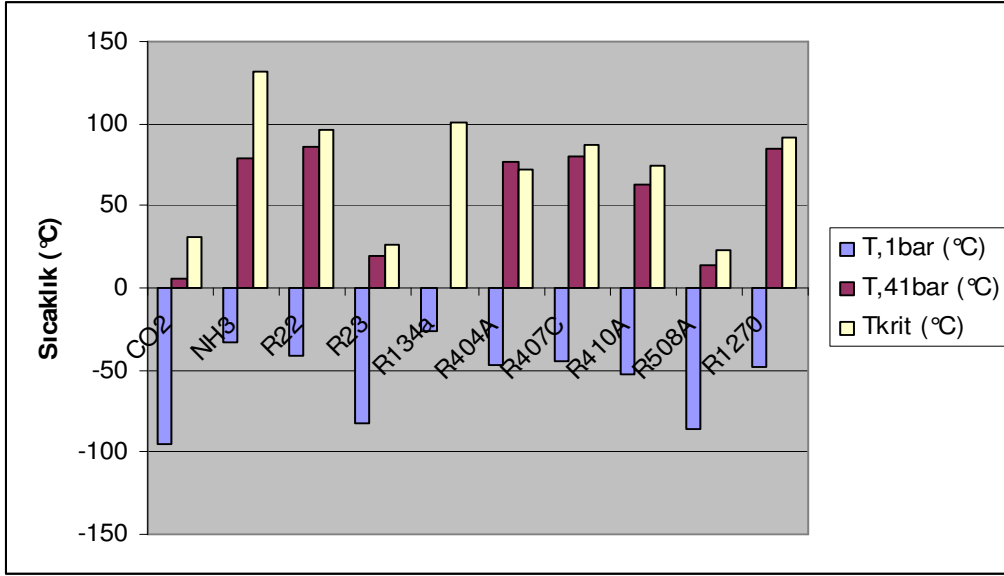
3. KARBONDİOKSİTİN DİĞER SOĞUTUCU AKIŞKANLARLA KARŞILAŞTIRILMASI

Aşağıda, süpermarket, soğuk hava deposu, gıda işleme tesislerinin kaskad soğutucu sistemlerinin düşük sıcaklık kademesinde kullanılabilecek CO₂ ve bazı diğer soğutucu akışkanları karşılaştırması yapılmıştır.

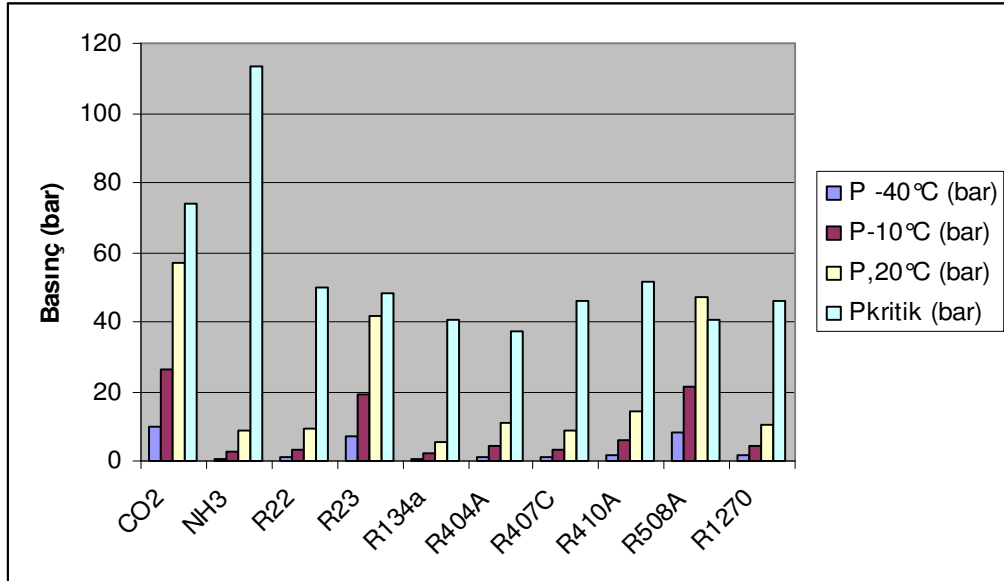
-10 °C’de yoğuşma ve -40 °C’de buharlaşma durumlarında CO₂ üstün bir soğutucu akışkandır. Bazı durumlarda ise mümkün olan tek seçenektir. Her soğutucu akışkanın avantajları ve dezavantajları vardır. Bu durum karbondioksit için de geçerlidir fakat iyi tasarlanmış bir sistemde yüksek üçlü nokta ve düşük kritik basınç değeri büyük bir önem taşımaz. Karbondioksitin üstün ısııl özelliklerine ek olarak çevreye verdiği zararın az oluşu, düşük fiyat ve kolay bulunabilmesi gibi avantajları vardır.

3.1 Sıcaklık ve Basınç

Düşük sıcaklık kademesinde karbondioksitin uygunluğuna karar verebilmek için -40 °C buharlaşma ve -10 °C yoğuşma aralıklarında kullanılabilen diğer soğutucu akışkanlarla karşılaştırılması gerekir. Kritik sıcaklığın yanında 1 ve 41 bar basınç değerlerindeki sıcaklıklar Şekil 3.1’de ve kritik basınç ile -40 °C, -10 °C, 20 °C sıcaklıklardaki basınçlar Şekil 3.2’de gösterilmiştir. 41 bar sınırı, bu basınca kadar uygun devre elemanı bulma konusunda zorluk olmadığı için seçilmiştir.



Şekil 3.1 : Bazı soğutucu akışkanların 1 ve 41 bardaki sıcaklıkları ve kritik sıcaklıkları [1]



Şekil 3.2 : -40 °C, -10 °C, 20 °C sıcaklıklardaki basınçlar ve kritik basınçlar [1]

Amonyak, R218 ve R407C, -40 °C sıcaklıkta vakum altında çalışmakta, propan ise vakuma yakın basınçlarda çalışmaktadır. Vakum hava sızıntısı riski anlamına gelir ve parlayıcı soğutucu akışkanların kullanıldığı sistemlerde yangın ve patlama tehlikesi vardır.

R23, R116, R134A ve R218 çoğunlukla karışım halinde kullanılır. R23 sıklıkla -80 °C gibi düşük sıcaklıklarda kullanılır. Bazı soğutucu akışkanlar ise normal sistemlerde kullanmak için oldukça pahalıdır.

Karbondiyoksit özel bir soğutucu akışkandır. Yüksek buhar basıncına sahiptir. Diğer yandan düşük sıcaklık bölgesi -56.6 °C olan üçlü nokta sıcaklığıyla sınırlandırılmıştır. Bunun sonucu olarak çalışma aralığı 60K mertebesinde olan tüm soğutucu akışkanlar içinde, karbondiyoksit çalışma sıcaklıkları en düşük olan soğutucu akışkandır. Bu aralık üçlü noktanın biraz üstünden 5 °C'ye (40bar) kadardır. Diğer bir uçdeğer soğutucu akışkan propan -42 °C (1bar) ile 93 °C (42bar) arasında 135K sıcaklık aralığına sahiptir. Propanın ardından 131K ile propen gelmektedir.

Bir işletmede sıcaklık aralığı çoğunlukla sabittir ve ticari soğutmadaki -40 °C / -10 °C sıcaklık aralığı karbondiyoksite uygun olduğundan ne alt ne de üst sınır karbondiyoksit kullanımına engel olacak düzeydedir.

Eğer bir işletmede taşınabilir soğutma üniteleri ile ya da değişken şartlarda soğutma yapılıyorsa propan yada propen seçilebilir fakat bu soğutucu akışkanların parlama özelliği vardır.

3.2 Soğutma Tesir Katsayısı ve Kapasite

Süpermarket, soğuk hava deposu ve gıda işleme merkezi gibi işletmelerin kaskad soğutma sistemleri dikkate alındığında, her iki kademedeki soğutucu akışkanlar aynı olabilir fakat çoğunlukla farklıdır. Her bir soğutucu akışkan kendi kademesindeki çalışma şartları için optimize edilir. Dikkat çekici bir nokta, geniş bir soğutucu akışkan yelpazesi için soğutma tesir katsayısı değerlerinin birbirine yakın oluşudur. Bu soğutma tesir katsayısı değerleri -40 °C buharlaşma ve -10 °C yoğuşma şartları için hesaplanan teorik değerlerdir. İzentropik sıkıştırma verimi; sıkıştırma oranı ile ters orantılıdır.

Bazı soğutucu akışkanlar çevrimde değişiklikler yapıldığında daha iyi sonuç verir. Örnek olarak aşırı soğutucu ya da buhar kızdırıcı eklemek bunlardan bazılarıdır. Bazı soğutucu akışkanlar büyük miktarda kızdırmaya, bazıları özel yağlara ihtiyaç

duyarlar ya da belirli bir soğutucu akışkan için özel olarak tasarlanmış devre elemanlarının kullanılması gerekebilir.

Karbondiyoksit kullanılan soğutma sistemi bileşenleri, özellikle kompresörler oldukça hızlı bir gelişim içerisinde olmakla beraber üretici firmalar tarafından bu gelişmelerin gelecekte süreceği belirtilmektedir. Karbondiyoksit yüksek basınca sahip olmakla birlikte seçilen sıcaklık aralığında diğer soğutucu akışkanlar içinde sıkıştırma oranı en düşük olan soğutucu akışkandır. Bu durum kompresör tasarımını basitleştirmektedir.

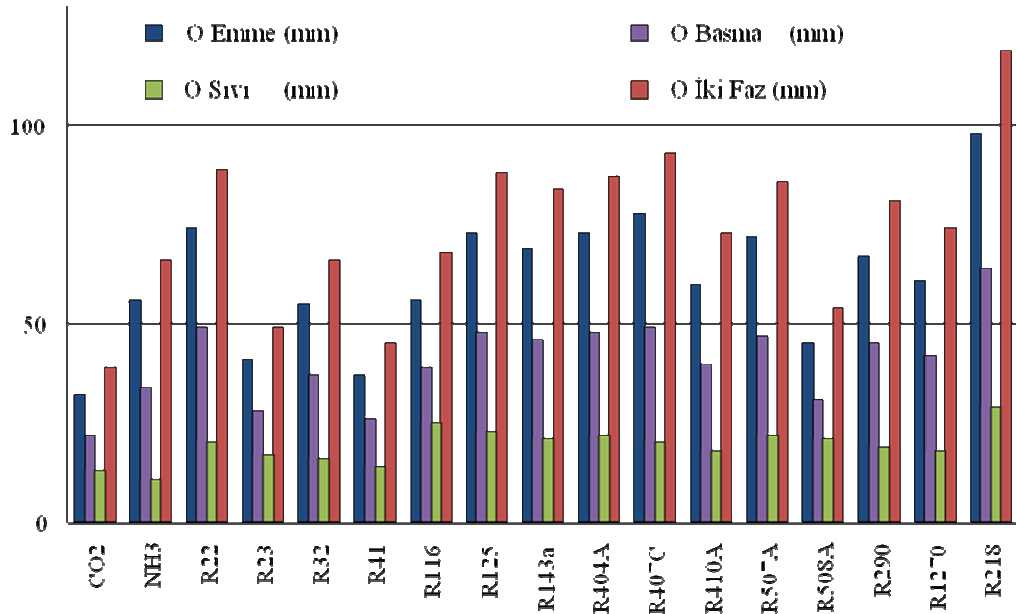
Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları arasındaki düşük fark soğutma tesir katsayısı değerinin iyileştirilmesini göreceli olarak sınırlandırmaktadır. Örnek olarak 40/-30 °C gibi daha yüksek sıcaklık farklarında soğutma tesir katsayısı değeri önemli ölçüde düşmekte, R404A ve R507A için devreye ekonomizer eklenmesi sayesinde kayda değer bir iyileşme gözlemlenmektedir. Bu nedenle tüm olası etkenler göz önünde bulundurularak genel bir karşılaştırma yapmak mümkün değildir. Çalışma şartlarının ve sistem bileşenlerinin dikkatli seçilmesi ile herhangi bir soğutucu akışkanın üstün sonuçlar vereceği gösterilebilir. Diğer bir can alıcı nokta ise, halojene edilmiş hidrokarbonların yaklaşık 60 yıllık gelişim sürecine rağmen doğal soğutucu akışkanlardan daha iyi sonuçlar verememesidir.

Çevrimlerde soğutma tesir katsayısı değerlerinin birbirine yakın olduğu daha önce belirtilmişti fakat soğutma tesir katsayısı değerlerinin birbirine yakın olması, her zaman için tahliye sıcaklıklarının da birbirine yakın olacağı anlamına gelmemektedir. Makul seviyede olmak şartıyla tahliye sıcaklığının yüksek olması buz çözme işlemine katkısı olacağından istenen bir durumdur. Karbondiyoksit aşırı olmamakla birlikte yüksek kızdırma değerine sahiptir. Sadece R32 ve amonyakta bu değer daha yüksektir.

Birim hacimsel debi başına kapasite karşılaştırılması yapılırsa karbondiyoksit diğer soğutucu akışkanlara üstünlük sağlamaktadır. Diğerleri karbondiyoksitin ulaştığı değerlere yaklaşamamaktadır. Karbondiyoksitten sonra gelen yüksek basınçlı soğutucular R23, R41, ve R508Adır. Amonyak'ın hacimsel kapasitesi düşük basınç ve düşük molekül ağırlığı yüzünden yetersiz kalmaktadır.

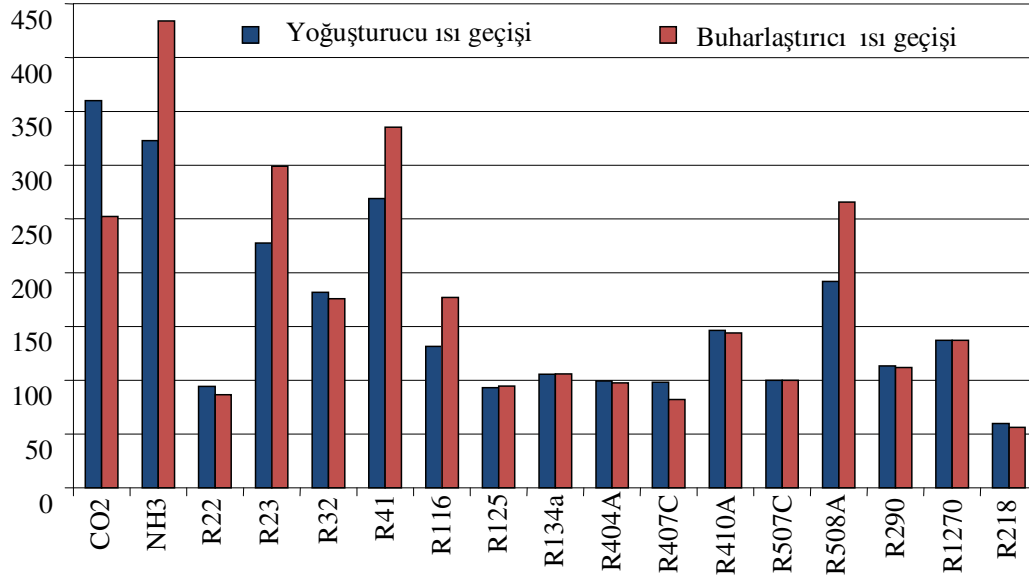
3.3 Devre Elemanları

Şekil 3.3 100 KW güce sahip ve -40 °C buharlaşma -10 °C yoğuşma şartlarında çalışan bir soğutma sisteminin boru ölçülerini göstermektedir. Sonuç gayet açık gözükmemektedir ki karbondioksit kullanılan sistemin boru çapları amonyaklı sistemden sonra en düşük değerlere sahiptir. Sıvı hattı çapı karbondioksitli sistemde 13 mm iken amonyaklı sistemde 11 mm’dir. Bu durum amonyağın yüksek özgül ısı değerinden dolayı şaşırtıcı değildir. Şekil 3.3’de görülen çaplar söz konusu iken 5 metre uzunluğundaki boruda 0.5 °C’lik sıcaklık farkına denk gelen basınç düşümü gerçekleşmektedir.



Şekil 3.3 : Çeşitli soğutucu akışkanların 100 KW kapasite için boru çapları [1]

Şekil 3.4 100 KW güce sahip ve -40 °C buharlaşma -10 °C yoğuşma şartlarında çalışan, yoğuşan sıvının 3K soğutulduğu ve buharın 5K kızdırıldığı bir soğutma sisteminde çeşitli soğutucu akışkanların R507A ya göre karşılaştırmalı olarak ısı geçişini göstermektedir.



Şekil 3.4 : R507‘ye göre plakalı buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı geçişleri [1]

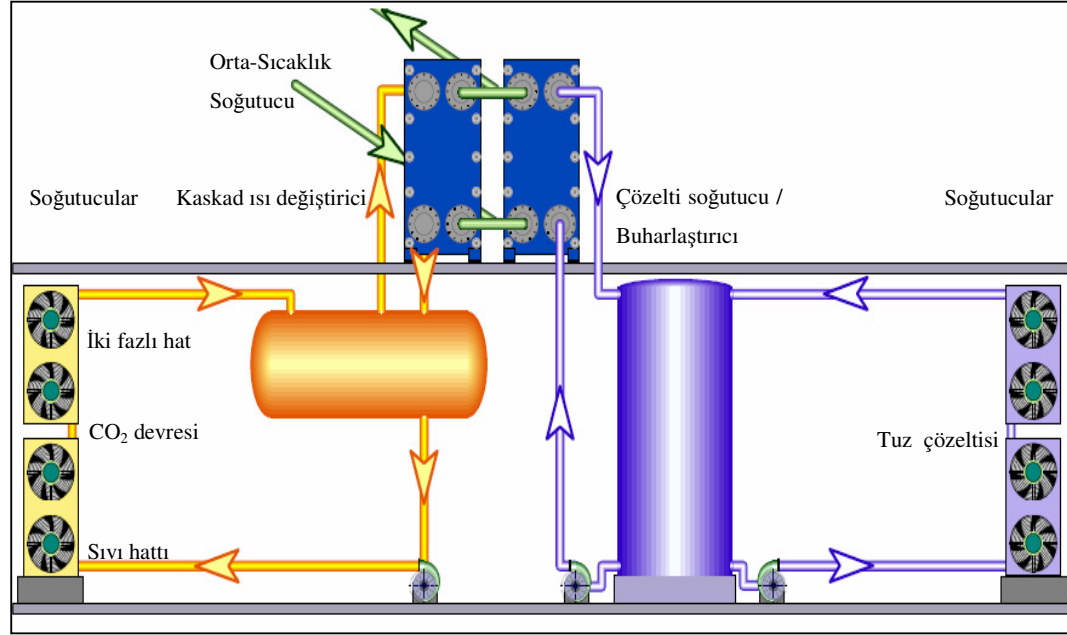
Sıvı hattı çapı Şekil 3.3’deki gibi, evaporatör boru çapı ise evaporatör giriş ve çıkış çaplarının geometrik ortalaması kabul edilmiştir. Şekil 3.4’de gösterilen değerler soğutucu akışkanların ısı geçiş katsayılarıdır ve toplam ısı geçiş katsayılarının değişkenlik göstermesi doğaldır. Düşük viskoziteli bir karışım için her iki tarafın toplam ısı geçiş katsayısı önemliyken, düşük sıcaklıkta hava soğutan soğutucu üniteler neredeyse tamamen hava tarafından belirlenen toplam ısı geçiş katsayısına sahiptirler.

Sonuçların her akışkan için optimize edilmiş borulara göre verildiğine dikkat edilmelidir. Ne yazık ki ısı değiştirici kanalları ayrı ayrı her soğutucu akışkan için optimize edilemediğinden geniş bir yelpaze için uygun olmak zorundadır. Böylece CO₂, R23, R41, R508A gibi soğutucu akışkanlar diğerlerine göre daha iyi sonuç vermektedir.

Karbondiyoksit taşıyan boruların çapları normal çözeltilere kıyasla çok daha küçüktür. Özellikle propilen glikol taşıyan boru çapları oldukça yüksektir ve bu salamura pratikte düşük sıcaklıklarda kullanılamamaktadır. Önemli bir başka nokta ise içinden geçen maddenin sıcaklığı düştükçe boru çapı da azalır. Bunun sebebi ise gizli ısı ve yoğunluğun sıcaklığın düşmesiyle yükselmesidir. Düşük sıcaklıktaki yüksek viskozite karbondiyoksit borusunda yüksek Reynolds sayısında fazla bir öneme sahip

değildir. Bununla birlikte çap aynı kalmak şartıyla boru hacmi, başka bir deyişle boru uzunluğu kabaca pompa gücüyle doğru orantılıdır.

3.4 Karbondioksit ve Tuz Çözeltilerinin Karşılaştırılması

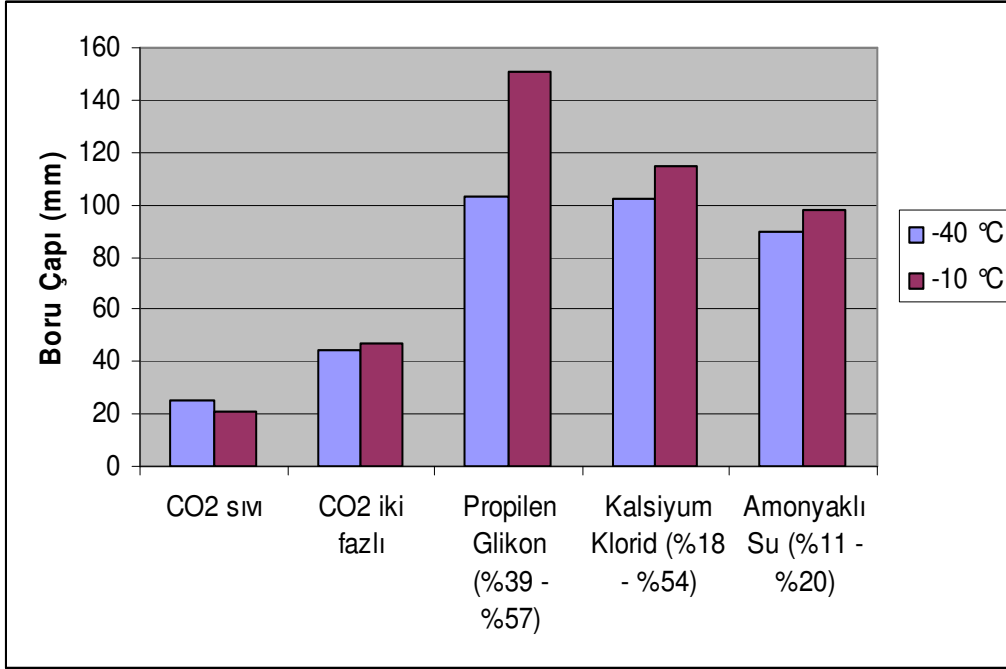


Şekil 3.5 : Karbondioksit ve tuz çözeltilerinin kullanıldığı bir kaskad soğutma sistemi

Şekil 3.5 soğuk hava deposu, soğutma üniteleri, buz pisti, süpermarket teşhir alanı gibi uzak mesafeden ısı çeken iki çevrimi göstermektedir. Çevrimlerden birinde tuz çözeltisi kullanılmaktadır. Sistemin nerede kullanıldığı tuz çözeltisinin türünü belirleyen önemli bir etkidir. Örneğin buz pistlerinde kalsiyum klorid, süpermarkette propilen glikol, kimya fabrikalarında amonyaklı su kullanılmaktadır.

Diğer sistem sabit basınçlı soğutma çevrimidir. Sıvı soğutucu akışkan toplayıcıdan soğutulan ortama gönderilerek orada buharlaştırılır. Isı değiştiricinin cinsine göre genellikle %25 - %80 arası buharlaşma yapılır. İki fazlı karışım sıvı toplayıcıya geri döner, buhar tekrar yoğuşur ve yoğuşmuş sıvı alıcıya geri döner.

Şekil 3.6'da görüldüğü gibi tuz çözeltileri için boru ebatları karşılaştırılmıştır. Karbondioksit bu karşılaştırmada kullanılan tek soğutucu akışkandır. Fiyat ve akışkan özellikleri diğer soğutucu akışkanları bu karşılaştırmada dışarıda bırakmıştır.



Şekil 3.6 : Bazı tuz çözeltileri ve CO₂ için boru çapları

Karbondiyoksit'in avantajları özetle şu şekildedir;

- Boru ölçüleri tuz çözeltili sistemlerde olduğundan daha küçüktür
- Pompalama maliyetleri oldukça düşüktür
- Tepki süresi kısadır, sıcaklık değiştirilecekse tuz çözeltilerinde önemli ölçüde gecikme olmaktadır
- İki fazlı sistemde sıcaklık ve basınç değişimi anlık olarak gerçekleşir. Bu durum örnek olarak buz pistlerini dondurma işleminde önem taşımaktadır. Buz pistlerinin alanı çok geniş olduğundan pistin tabanından uzun borular geçmektedir. Yüzey sıcaklığı mümkün olduğunca sabit tutulmalıdır. Nem oranında ve sıcaklıkta değişim olduğunda soğutma sistemi buna hızlıca tepki verebilmelidir. Buharlaşma sıcaklığındaki bir değişim aynı anda tüm pistte kendini gösterir.

- Yüksek viskoziteli tuz çözeltilerinin kaskad evaporatörlerde soğutulmaları pratik olarak zordur. Karbondioksit için böyle bir problem söz konusu değildir.
- Karbondioksit aynı sıcaklıkta buharlaşır ve yoğuşur. Buharlaşan orta sıcaklık düzeyindeki soğutucu akışkan ve soğutulacak ürün arasındaki toplam sıcaklık farkı karbondioksit için düşüktür. Bu fark tuz çözeltilerinde daha yüksektir. Başka bir deyişle ürünler daha düşük bir sıcaklığa soğutulabilir ya da orta düzey sıcaklık yükseltilebilir ve bunların sonucunda maliyetler düşürülebilir.

Şekil 3.6'da buharlaşan karbondioksit ve tuz çözeltileri için boru ölçüleri gösterilmişti. Karbondioksit devresinin boru çaplarının daha küçük olduğu belirtilmişti. Karbondioksit kullanımının tek avantajı bu değildir.

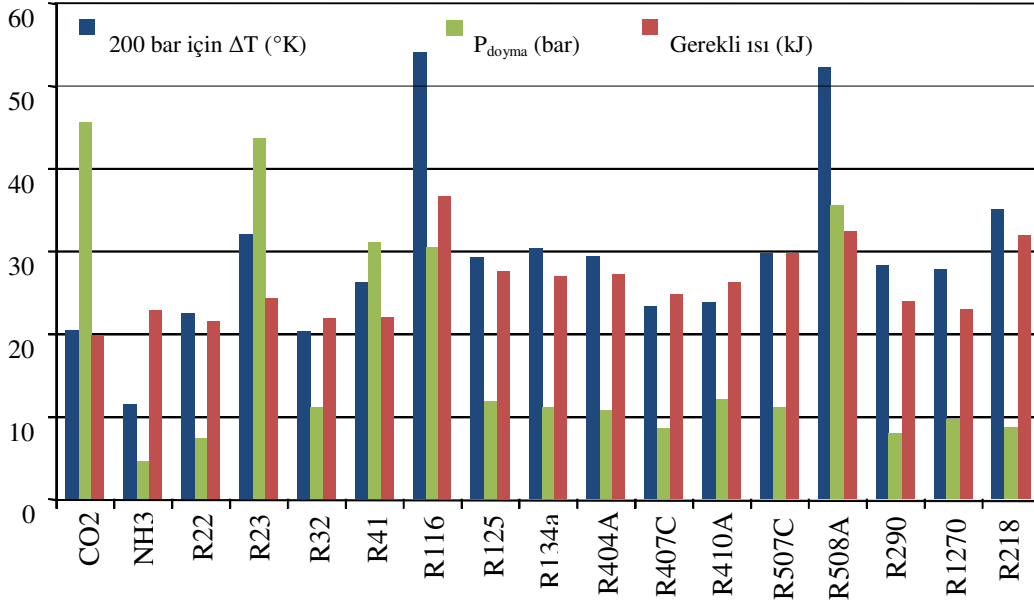
Karbondioksit kaskad yoğuşturucu/buharlaştırıcıda yoğuşurken tuz çözeltisi evaporatörde soğumaktadır. Yüksek viskoziteli tuz çözeltisinin soğutulması zor bir işlemdir. Pratik olarak her tip ısı değiştiricisi paralel kanallar içinde dolaşan yüksek viskoziteli tuz çözeltisinin istenmeyen şekilde dağılımına eğilimlidir.

Temel olarak tuz çözeltisini soğutmak yarı kararlı bir işlemdir. Isındığında gaz fazına, soğuduğunda ise sıvı fazına geçen akışkan, paralel kanallarda düzgün dağılıma eğilimi gösterecektir. Bu nedenle tuz çözeltisi yerine ikincil soğutucu akışkan olarak karbondioksit kullanılması yüksek basınçlı olmasına rağmen sadece küçük ebatlı devre elemanlarının kullanımını sağlamakla kalmaz, bu elemanların daha iyi çalışmasını da sağlar.

Kanallardan birinde soğutma işlemi yapan akışkan bir miktar ısınırsa daha az buhar yoğuşur, akışkan daha az ısınır, sıcaklık farkı artar ve daha çok buhar yoğuşur. Yüksek viskoziteli tuz çözeltisi soğutuluyorsa doğrudan genişlemeli yerine taşırmalı evaporatör kullanılmalıdır. Taşırmalı evaporatör içindeki görece daha yüksek sirkülasyon oranına sahip soğutucu akışkan tüm kanalların ıslak yüzeyle kaplanmasını sağlar.

3.5 Hapsolmuş Sıvı

Doymuş sıvı fazdaki soğutucu akışkanın bir boru içinde iki valf arasında hapsoldüğü bir durumda sıcaklık arttığında sıvı basıncı da artacaktır. Bu durum doyma basıncının artmasına neden olmaz fakat sıvı yoğunluğunun azalmasına ve sıvının daha fazla yer kaplamasına yol açar. Boru genişleyemiyor yada az genişliyorsa ısınan sıvının başlangıçtaki yoğunluğunda kalabilmesi için basıncın yükselmesi gerekir.



Şekil 3.7 : Hapsolmuş sıvı bölgesindeki basınç artışına karşılık gelen sıcaklık artışı

Şekil 3.7’de birinci sütun -10 °C’deki doymuş sıvının 200 bar basınca çıkabilmesi için gerekli sıcaklık artışını göstermektedir. İkinci sütun 200 bar basınca karşılık gelen sıcaklıktaki buhar basıncını göstermektedir. Tehlikeli basınç buhar basıncından daha önce yükselmektedir. Örnek olarak amonyak 1.5 °C sıcaklıkta, 11.5 K sıcaklık artışıyla 200bara ulaşır fakat bu noktada buhar basıncı sadece 4.5 bardır. İlginç bir nokta ise R23 ve R116 gibi yüksek basınçlı soğutucu akışkanların basınç artışına karşı koymaya çalışmalarıdır. Sıcaklık artışı; izotermal sıkıştırılabilirliğin (basınçla değişim) hacimsel genişlemeye (sıcaklıkla değişim) oranıyla doğru orantılıdır. Amonyak için hacimsel genişleme değeri diğer birçok sıvı soğutucu akışkana yakın değerlerde olsa da çok düşük izotermal sıkıştırılabilirlik sıcaklık artışının düşük olmasına neden olur. R116 ‘da ise hacimsel genişleme amonyağa göre %50 daha fazla olmasına rağmen izotermal sıkıştırılabilirlik 10 kat fazla olduğundan, gerekli

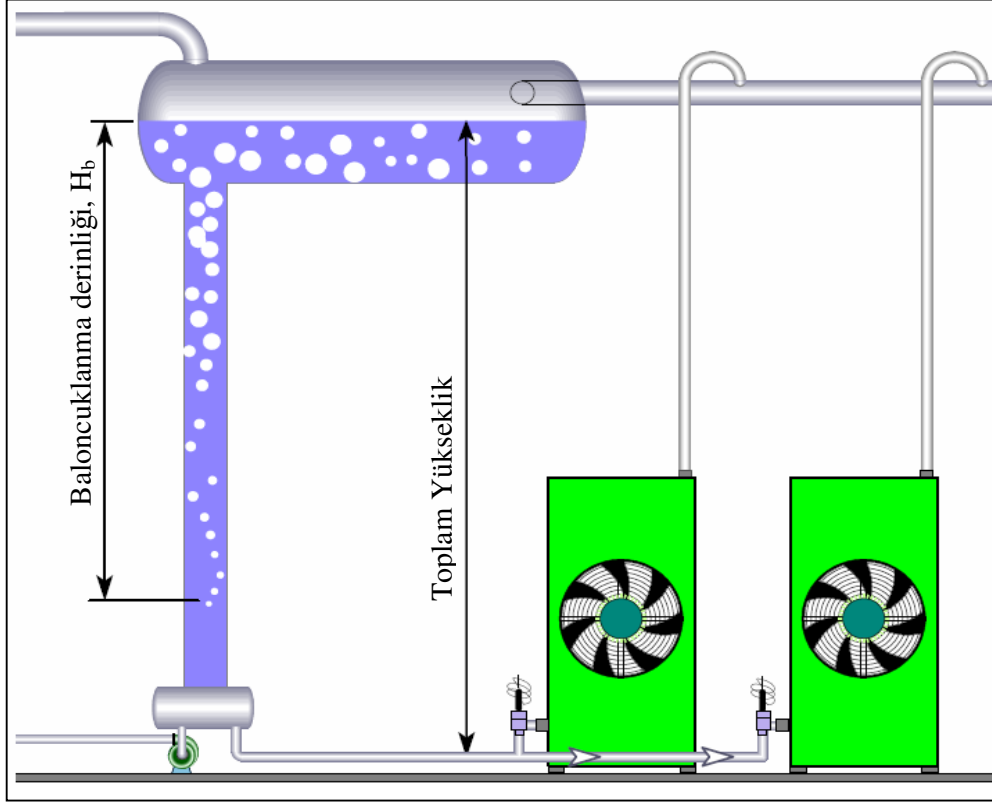
sıcaklık farkı çok daha yüksektir. Sıcaklık farkı bakımından karbondioksit R407C ve R410A'ya yakındır fakat genişleme ve sıkıştırılabilirlik değerleri her iki soğutucu akışkanın yaklaşık 2 katı kadardır.

Sıcaklık artışı ani tehlikeli basınç artışının büyüklüğünü belirleyen tek etken değildir. Enerji miktarı da ayrıca önemlidir. Bu da yoğunluk, özgül ısı ve sıcaklık farkı ile orantılıdır. Çok yüksek özgül ısı değerinden ötürü karbondioksit bu noktada görece iyi sonuç verir.

Son sıcaklığın yalnızca sıcaklık artışına değil aynı zamanda başlangıç sıcaklığına da bağlı olduğu bilinmelidir. Başlangıç sıcaklığı ne kadar düşük ise ani tehlikeli basınç artışı o kadar hızlıdır. Bu açıdan bakıldığında karbondioksit bir anlamda güvensiz bir soğutucu akışkandır. Sızıntıyla birlikte ani basınç düşümünde katı karbondioksit oluşabilir. Sistemin bir yerinde sıvı fazda hapsolmuş akışkan bölgesi ortaya çıkabilir. Sistemin geri kalanı tahliye olmuş durumda olsa ve güvenli olduğu sanılsa da bu durumda çok büyük basınç artışı yaşanır.

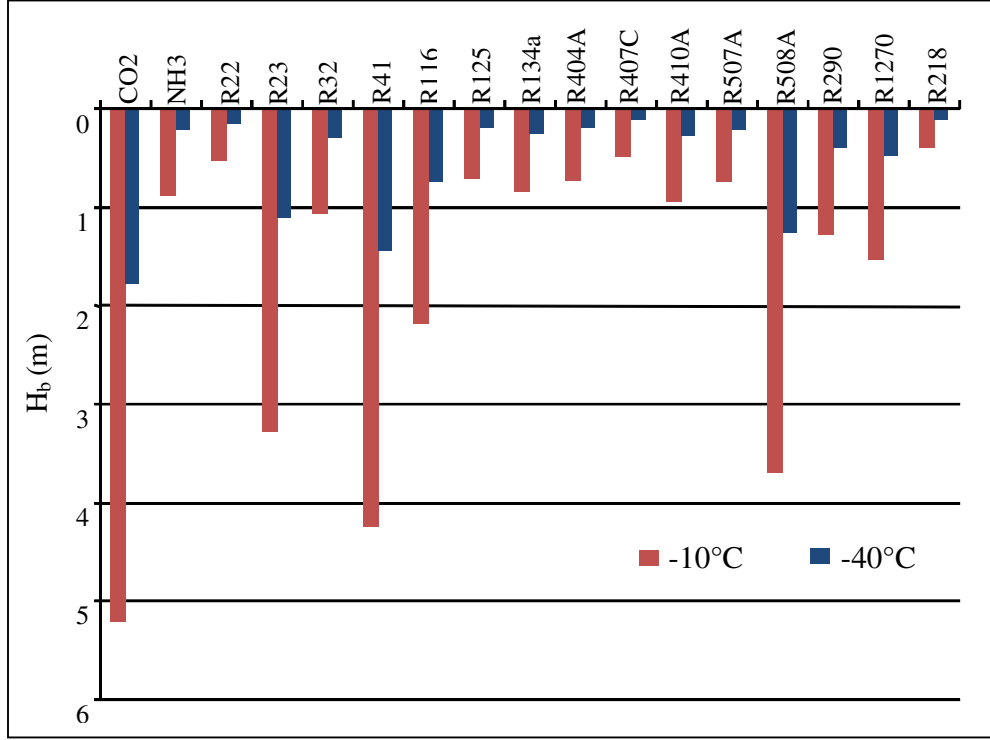
3.6 Baloncuklanma Derinliği

Doymuş sıvının basıncı düştüğünde, sıvı buharlaşmaya başlar. Bu basınç düşüşü yüzeyde küçük basınç düşüşleri ve daha derinde yüksek basınç düşüşleri şeklindedir. Baloncuklanma derinliği soğutucu akışkanın toplam buhar basıncıyla doğru, sıvı yoğunluğu ile ters orantılıdır. Seperatörde sıvı yüzeyi doyma noktasındadır. Daha derinde sıcaklık aynı fakat statik sıvı basıncı farkından dolayı basınç daha yüksektir ve bu bölgedeki akışkan sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Seperatörde ani bir basınç düşüşü durumunda, örneğin ek bir kompresörün devreye girmesi halinde belirli bir derinlikte basınç birden bire doyma basıncının altına iner ve söz konusu derinlikte baloncuklanma başlar. Şekil 3.8'de hazne içindeki baloncuklanma görülmektedir.



Şekil 3.8 : Baloncuklanma Derinliği

Aynı zamanda baloncuklanma derinliği ile yüzey gerilimi arasında belirlenmesi zor bir ilişki vardır. Yüzey gerilimi büyük ise buhar habbeciğinin oluşması ve büyümesi zordur. Bunun sonucunda sıvı ısınmış olur ve kararsızlaşır. Karbondioksit yüksek buhar basıncına ve ortalama düzeyde bir yoğunluğa sahip olduğundan baloncuklanma derinliği büyüktür. Bu durum karbondioksit için olumlu bir özelliktir. Birçok soğutucu akışkanın -10°C 'deki baloncuklanma derinliği 1 m'den azdır. Şekil 3.9 çeşitli soğutucu akışkanların -10°C ve -40°C sıcaklıklarında %2 oranında basınç düşümü meydana geldiğinde baloncuklanma derinliklerini göstermektedir.



Şekil 3.9 : Soğutucu akışkanların baloncuklanma derinlikleri [1]

Baloncuklanma geçici bir olay olmasına karşın bunun sonucunda ortaya çıkan köpürme başa çıkılması zor olan bir durumdur. Buhar habbelerinin pompa içine girmesi pompayı hasara uğratmaktadır. Bu nedenle karbondioksitli sistemlerde seperatör diğer soğutucu akışkanlı sistemlere göre daha yüksek bir noktaya yerleştirilmeli ve seperatör dönüş borusunun çapı baloncuk oluşmaması açısından sıvının rahatça yukarı aşağı hareket edebilmesi için büyük olmalıdır.

Riski azaltmak için küresel vanalar yerine bilyalı vana kullanılması daha yararlı olur. Kapalı ya da açık olsun kuru buzla dolan bir küresel vana çok yüksek basınca dayanabilir. Bilyalı vananın açık olması durumunda yüksek basınç, sıkışmış bir buz parçacığını yerinden sökebilir. Küresel vanada bu durum her zaman gözlenmeyebilir.

Sonuç olarak;

- Mevcut buhar basıncından daha yüksek olan çalışma basıncı, hapsolmuş sıvının ısınmasıyla daha da yükselebilir.

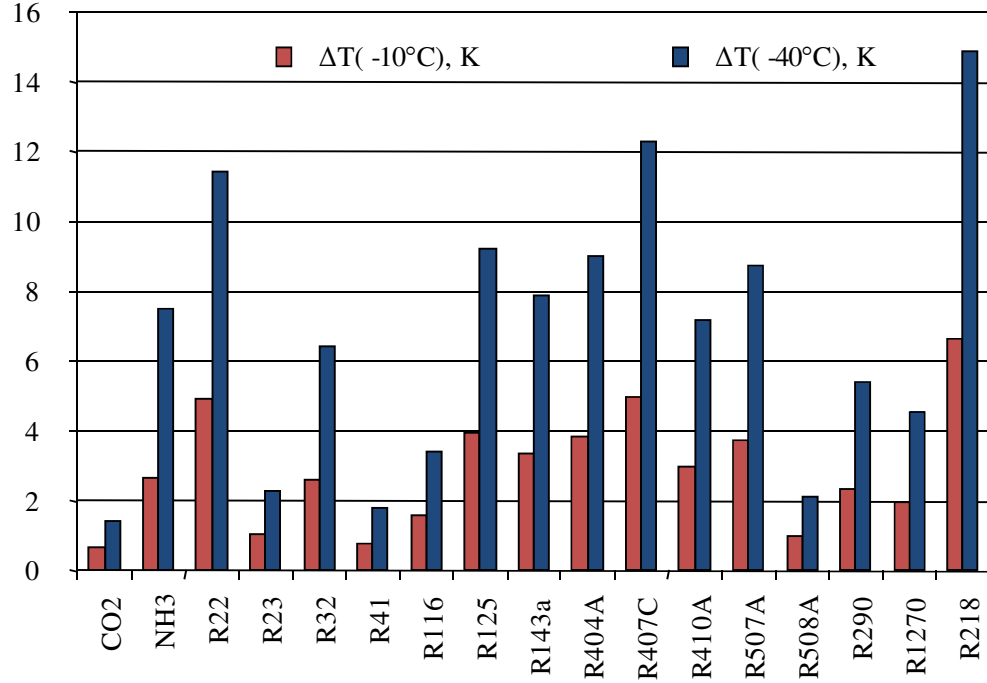
- Basınç ne kadar yüksek ise baloncuklanmanın başladığı sıcaklık o kadar düşüktür.
- Karbondioksit sızıntısı kuru buz parçacıklarının oluşumuna sebep olabilir.
- Boru genişleyebilme özelliğine sahip ise basınç artışı fazla olmaz. Böyle bir durumda bakır boru çelik boruya göre daha güvenlidir.

3.7 Sıcaklık Gradyanı

Doyma sıcaklığı doyma basıncı eğrisinin eğimi karbondioksit için diğer akışkanlardan çok daha yüksektir. Bunun hem olumlu hem olumsuz sonuçları vardır.

Evaporatörün dönüş borusu daha yükseğe yerleştirilebilir fakat yoğunlaşmış sıvının sıkıştırılmış sıvı bölgesine soğutulması sınırlı bir alanda gerçekleşir. Bu durum karbondioksitin önemli bir özelliğidir. Eğer karbondioksit tuz çözeltisi yerine kullanılırsa, uzak mesafelere pompalandığında vana, dirsek gibi engellerden geçecek ve dönüşteki basınç düşümü fazla olacaktır. Karbondioksit evaporatöre geldiğinde sıcaklığı doyma sıcaklığının altında olacak ve buharlaşma başlayana kadar ön ısıtmaya ihtiyaç duyulacaktır.

Doymuş sıvı karbondioksitin aşırı soğutma ihtiyacı diğer tüm soğutucu akışkanlar arasında en düşüktür. R23, R41, R508B karbondioksite yakındır fakat daha düşük değildir. Örnek olarak R404A -40 °C'de 9K kadar soğutmaya ihtiyaç duyar. Karbondioksit için bu değer 1.5K dir. Şekil 3.10'da bazı soğutucu akışkanlar için aşırı soğutma sıcaklık farkları görülmektedir.



Şekil 3.10 : Bazı soğutucu akışkanlar için -40°C ve -10°C 'deki aşırı soğutma sıcaklık farkları [1]

Eğer -30°C 'deki hava -35°C 'ye soğutulacaksa bu durumda karbondioksit uygun bir soğutucu akışkan değildir. R404A -31°C 'de kaynamaya başlar. R404A kullanılması için buharlaşma sıcaklığı en fazla -50°C 'ye inmelidir. Bununla beraber sıcaklık düştükçe aşırı soğutma işlemi de zorlaşır. Amonyak bu anlamda çok iyi değildir fakat üstün ısı geçiş özellikleri amonyağa avantaj sağlamaktadır. Düşük sıcaklıklı amonyak termosifon sistemi tasarlanırken seperatör yüksekliğinin fazla olmamasına dikkat edilmelidir.

Doymuş sıvının soğutulması hem akışkan sıcaklığıyla hem de evaporatörden çıktıktan sonraki basınç düşümüyle değişmektedir. Karbondioksit pratik olarak sabit basınçta buharlaşma ve yoğuşmada kullanılan tuz çözeltilerinin yerine kullanılabilecek tek soğutucu akışkandır. Bunun yanında ucuz, çevreye zararı az ve elde edilmesi kolaydır.

Olumsuz sonuçlar ise şu şekildedir:

Küçük bir sıcaklık artışı bile karbondioksitli çevrimlerde baloncuklanmaya neden olabilir. Örneğin bir binanın çatısında doğrudan güneş ışığı gören veya aşırı miktarda

ısıya maruz kalan uzun borularda ve özellikle pompa seviyesinin altındaki düşük basınçlı borularda aşırı ısınma söz konusu olur ve buharlaşma başlar. Sonuçta sıvı molekülleri buharın içine ya da buhar molekülleri sıvının içine karışarak sistemde pompa ve kompresör gibi elemanlara zarar verebilir. Bu nedenle devreler ani basınç değişimleri olmayacak şekilde tasarlanmalıdır.

4. DEVRE KURULUMUNDA GÖZ ÖNÜNDE BULUNDURULMASI GEREKEN HUSUSLAR

Her soğutucu akışkanın kendine özgü fiziksel ve termodinamik özellikleri vardır. Bu özellikler soğutma devrelerinin kurulumunda göz önünde bulundurulmalıdır. Soğutma sistemleri kurulurken kullanılacak soğutucu akışkanın cinsine göre kullanılacak boru malzemesi, vana, kompresör, ısı değiştiricisi, sıvı hazneleri ve diğer yardımcı elemanlar değişkenlik göstermektedir. Bu bölümde karbondioksit kullanılan devrelerin kurulumunda dikkat edilmesi gereken bazı önemli noktalara değinilmiştir.

4.1 Karbondioksit Korozyonu

Karbondioksit pratikte metaller ve elastomerler ile kimyasal tepkimeye girmez fakat dikkat edilmesi gereken bazı hususlar vardır.

- **Metaller:** Karbondioksit suda çözündüğünde karbonik asit (H_2CO_3) oluşur. Ortamda özellikle oksijen de bulunuyorsa karbonik asit koroziv etki göstermektedir. Paslanmaz çeliklere etkisi olmasa da, karbon çelikleri, pirinç, bakır ve bakır alaşımları üzerinde etkisi vardır. Koroziv etki yağlar ile giderilebilir. Paslanmaz çelikten imal edilen plakalı ısı değiştiricilerde korozyona bağlı problemler ortaya çıkmaz fakat kompresörlerde sorunlar gözlenmektedir.
- **Yağlar:** Yağlar kimyasal olarak karbondioksitten etkilenmez fakat karbondioksit bazı yağlarda çözünmemekte ve basınç düştüğünde köpüklenme meydana gelebilmektedir. Yağın yüksek sıcaklık gibi bazı durumlarda kalitesinin bozulması ve içerisinde koroziv ürünler oluşması söz konusu olmaktadır. Su ve oksijen yağın bozulmasıyla ortaya çıkan maddelerle bileşikler oluşturarak organik asitlerin ortaya çıkmasını sağlar.

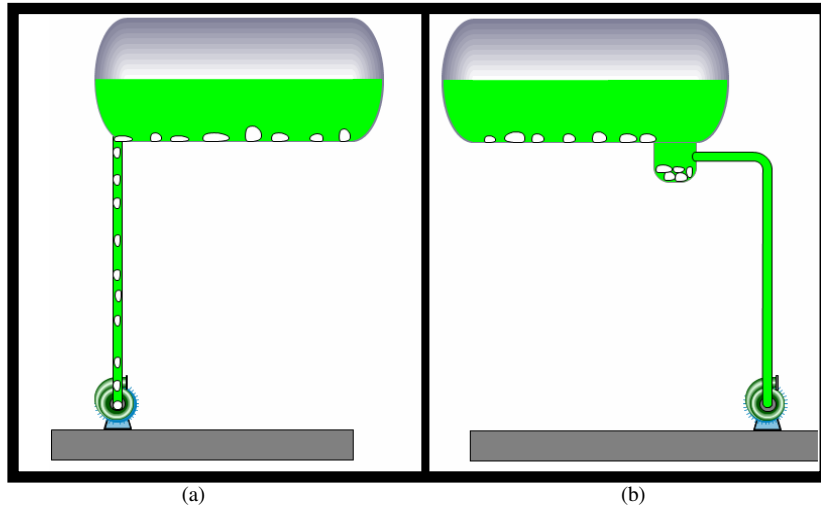
- **Elastomerler:** Karbondioksit elastomerleri korozyona uğratmaz ya da kimyasal olarak etkilemez fakat yüksek basınçtaki karbondioksit elastomerlerin içine difüzyon ile geçebilir ve çoğu zaman basınç tekrar azaldığında elastomerlerden ayrılırken zarar verebilir.
- **Nem:** Soğutma sistemi havadaki nemden mümkün olduğunca korunmalıdır. Avrupa’da yapılan bir gözleme göre karbondioksit ve HFC soğutucu akışkanlı devrelerin kurulumunda çalışan operatörler, amonyaklı devre kurulumu yapan operatörlere göre daha fazla saat eğitime tabi tutulmaktadır. Bunun nedeni amonyağın diğer soğutucu akışkanlara göre nemden daha az etkilenmesidir.

4.2 Sızıntı

Sistemin bir noktasındaki basıncın dış ortam basıncına düşmesiyle, ortaya çıkan ilk buhar habbelerini takiben akışkanın sabit basınçta buharlaşması söz konusudur. İyi yalıtılmış bir haznede buharlaşma yavaş olur. Buharlaşma; sıcaklık farkıyla doğru, gizli ısı ile ters orantılıdır. Amonyağın buharlaşma hızı düşüktür. Bu durum haznenin tamamen boşalması için geçen zamanın fazla olacağını gösterir. R508 hazneyi daha çabuk terk eder bunun nedeni yüksek ilk buharlaşma miktarı, dış ortamla olan büyük sıcaklık farkı ve küçük gizli ısıdır.

Bir haznenin en alçak noktasıyla sıvı sütunu arasındaki bir yerde gerçekleşen sızıntı durumunda, haznedeki akışkan sızıntı bölgesine doğru ilerler, bunu takiben buharlaşmayla tahliye devam eder. Sızıntı haznenin en alt noktasında ise akışkan tamamen boşalır. Ancak bu durum karbondioksit için geçerli değildir. Karbondioksit üçlü noktaya ulaştığında katılaşır ve katı fazda kalarak haznede kalır. Buna rağmen ilk buharlaşma meydana gelir. Bu durum diğer soğutucu akışkanlarda gözlenmeyen bir durumdur. Katı fazdaki karbondioksit sızıntı bölgesini kaplayarak sızıntıyı keser, basınç yükseldiğinde sızıntı tekrar başlar. Bu durumun olumlu yönü ise kuru buz dolgusunun büyük bir kısmı haznenin en altında bir sızıntı olması durumunda dahi varlığını muhafaza etmesidir.

Şekil 4.1’de iki farklı hazne çıkışı tasarımı görülmektedir. Soldaki tasarımda hazne çıkışındaki boru doğrudan pompaya düşey olarak gitmektedir. Bu durumda sızıntıyla oluşan ve hazne dibinde biriken buzların pompaya girmesi olasıdır ve bu pompa için çok sakıncalı bir durumdur. Sağdaki tasarımda ise hazne çıkışına küçük bir toplama kabı yerleştirilmiştir ve sıvı bu toplama kabının üst seviyesinden yatay olarak çıkmakta, belli bir mesafe katettikten sonra dönerek düşey duruma gelmektedir. Bu tasarım, kuru buzun pompaya girme riski neredeyse ortadan kalkmış olduğundan diğer tasarıma göre daha sağlıklıdır.



Şekil 4.1 : Kuru buz oluşumu durumunda hazne tasarımı (a) yanlış, (b) doğru

4.2.1 Amonyum Karbamat Oluşumu

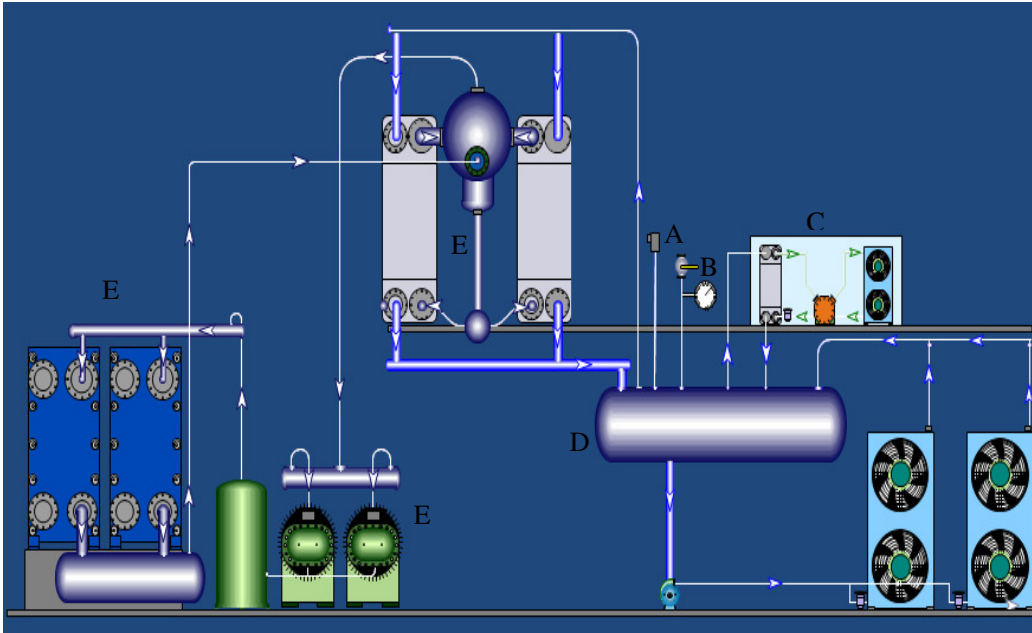
Karbondioksitin kaskad ısı değiştiricilerde amonyağın içine sızması durumunda amonyum karbamat oluşur. Pratikte karbondioksitin basıncı amonyak basıncından yüksek olduğundan sızıntı amonyak tarafına doğru olur. Amonyum karbamat korozif ve aşındırıcıdır. Kompresörlerde büyük arızalara ve zararlara yol açar. Doğrudan genişlemeli evaporatörlerde beyaz toz şeklinde fark edilebilir. Çabuk fark edilirse kompresör arızalarının önüne geçilebilir. Amonyum karbamat suda çözünebilir ve 60 °C’nin üstüne ısıtıldığında amonyak ve karbondioksit ayrışabilir. Gazlar sistemden tamamen uzaklaşana kadar sıcaklık sabit tutulmalıdır, aksi takdirde gazlar tekrar bileşik oluşturabilir.

4.3 Üçlü Noktaya Yakın Karbondioksit

İçinde sıvı karbondioksit bulunan bir haznenin sıcaklığı üçlü nokta sıcaklığı olan - 56.6 °C'ye yakın ise ani basınç düşümü, sıcaklığın üçlü nokta sıcaklığının altına düşmesine neden olabilir. Böyle bir durumda kuru buz oluşur ve buzun yoğunluğu sıvıdan yüksek olduğundan buz dibe çöker. Kuru buz kitlesi, boru boyunca ilerlemesi sonucunda pompayı tıkayabilir ya da tahrip edebilir. Sirkülasyon pompasına giden hazne çıkışı hidrolik bakımdan girdapların önlenmesine karşı uygun şekilde tasarlanmış ise bu tehlikenin büyük oranda önüne geçilebilir. Düşey çıkışlarda haznenin alt kısmında özellikle düşük viskoziteye sahip karbondioksit akış halindeyken girdap oluşumu kolaydır. Katı fazdaki karbondioksit sıvıdan daha az hacme sahip olduğundan sulu devrelerde görülen donmaya bağlı hasarlar karbondioksitli devrelerde görülmez.

4.4 Soğutma Sistemin Durdurulması

Kompresörün durdurulması durumunda karbondioksit devresinde basınç yükselmeye başlar. Buna karşılık devre olası birkaç farklı şekilde tepki verebilir. Şekil 4.2'de sistemin durdurulması için alınabilecek olası beş farklı tedbir görülmektedir.



Şekil 4.2 : Karbondioksitli bir soğutma sisteminin durdurulması

- Şekil 4.2 (a)'da görüldüğü gibi emniyet için önceden ayarlanmış basınca ulaşıldığında acil durum valfleri karbondioksit gazını devreden tahliye eder. Kaybedilen karbondioksit gazı daha sonra yerine konmalıdır.
- Şekil 4.2 (b)'de görüldüğü gibi devredeki karbondioksit gazı devrenin her noktasındaki sıcaklık ve basınç izlenerek kontrollü biçimde boşaltılır. Bu uygulama kaybedilen karbondioksit miktarından bir miktar tasarruf sağlanmasına yardımcı olur.
- Şekil 4.2 (c)'de olduğu gibi sistemde önceden kurulmuş özel bir acil durum soğutma ünitesi varsa bu ünite devreye girer ve buharlaşan karbondioksit gazının yoğunlaşmasını sağlar.
- Şekil 4.2 (d)'de görülen, mümkün olan en yüksek basınca dayanabilecek bir hazneye sıvı karbondioksit pompalanarak, sistem durduğunda karbondioksitin buharlaşmasını ve basıncın artmasını engeller.
- Şekil 4.2 (e)'de gösterildiği gibi, yüksek basınçlı sistem kritik bileşenlerden en az ikişer adet kullanmak suretiyle kurulabilir.

Yukarıda belirtilen son iki madde planlı bir duruş söz konusu ise geçerlidir. Ani bir enerji kesintisinde bu iki maddenin geçerliliği yoktur.

4.5 Aşırı Soğutma ve Aşırı Kızdırma

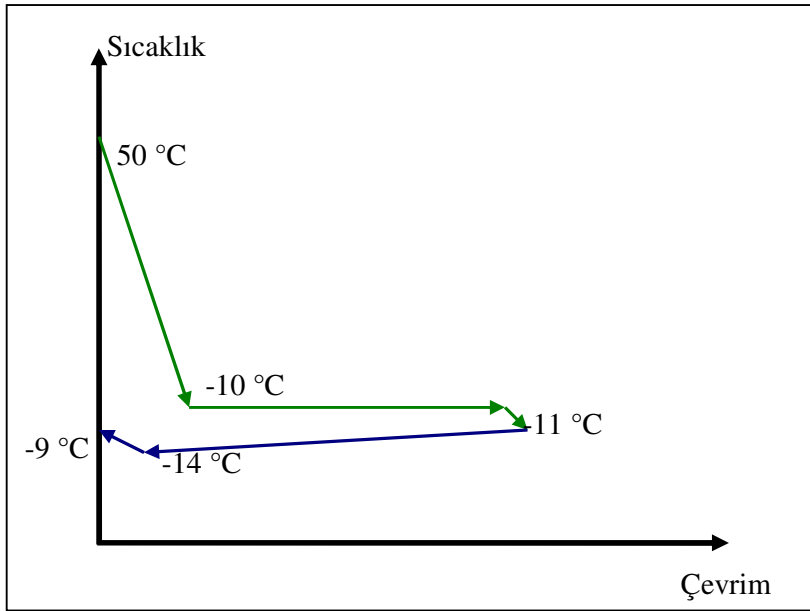
Bazı durumlarda yoğunlaşmış sıvının soğutulması emilen buharın kızdırılması ile gerçekleştirilebilir. Bunun temel olarak üç sebebi vardır.

- Yoğuşan sıvının soğutulması durumunda kısılma vanasından sonra buharlaşan akışkan miktarında azalma olacaktır. Kuruluk derecesi azalacak ve sıvı fazdaki madde miktarı artacaktır. Soğutma kapasitesini arttıran en önemli etken evaporatör içinde buharlaşan sıvı olduğundan, böylece kapasitede artış meydana gelir. Öte yandan emme tarafının girişindeki buharın yoğunluğu azaldığında hacimsel debi sabit kalıp ve kütleli debi azalacağından kapasitenin düşmesi söz konusu olacaktır. Devrede sıvı fazdaki madde oranı yüksek olan soğutucu akışkan dolaşacaktır. Sonuç olarak

kapasite, sıvı miktarının artışı ile toplam debinin azalması arasındaki dengeye bağlıdır.

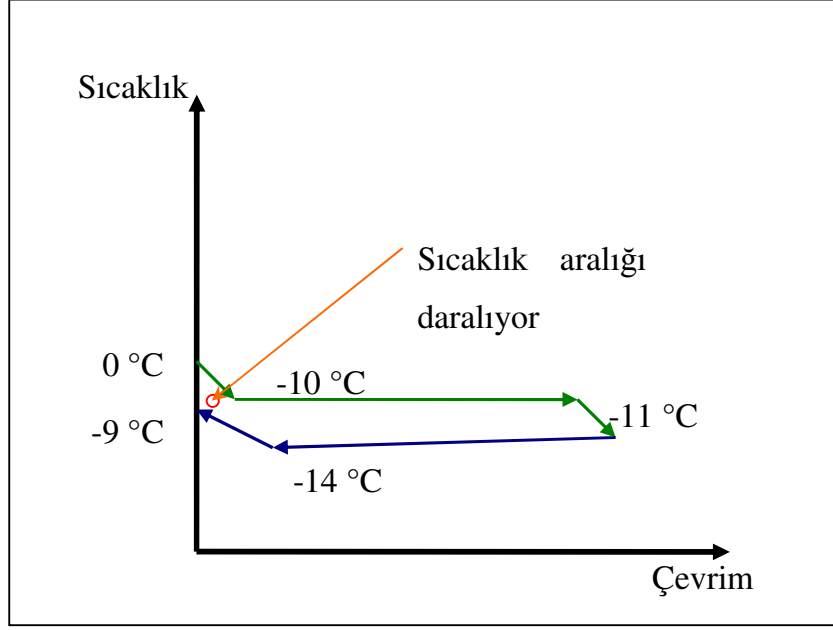
- Bazı kompresör üreticileri mümkün olduğunca fazla miktardaki soğutucu akışkanın yağın içerisinde buharlaşarak ayrılabilmesi için emme girişindeki kızdırmanın 18 K ila 25 K düzeyinde olması gerektiğini belirtmektedir. Karbondioksit yağda yüksek çözünürlüğe sahiptir ve yağda çözündüğünde kompresöre giren karbondioksit miktarında azalma olacaktır.
- Kızdırma, yoğunlaşık soğutucu/buhar kızdırıcısından sonra kontrol edilir. Başka bir deyişle evaporatör az bir kızdırmayla hatta ıslak çalışabilir. Bu, evaporatör performansını artırır.

4.6 Kaskad Ünite Sıcaklık Farkı



Şekil 4.3 : Kaskad soğutma ünitesindeki sıcaklık değerleri

Şekil 4.3 kaskad yoğunlaştırıcı/buharlaştırıcıdaki sıcaklıkları göstermektedir. 50 °C'deki kızgın buhar -10 °C'de yoğunlaşır ve doyma sıcaklığının biraz altına inerek -11 °C'de çıkar. Soğutucu akışkan -14 °C'de buharlaşır ve 5 K kızdırılarak -9 °C'ye gelir. Şekil 4.4'de kızgın buhar soğutucu aracılığıyla, buhar sıcaklığının 50 °C'den 0 °C'ye indiği görülmektedir. Bu durumda aşırı kızdırma da azalmaktadır.



Şekil 4.4 : Kızgın buhar soğutuculu bir kaskad soğutma ünitesindeki sıcaklık değerleri

Kızgın buhar soğutucusu yardımıyla ya da taşırmalı evaporatörden gelen buharla karışarak, buhar sıcaklığı düşerse, buharlaşan akışkanla olan sıcaklık farkı azalır hatta yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarını sağlamak mümkün olmayabilir. Böyle bir durumda sıcaklık farkı sıfıra yaklaşır ve evaporatör alanı sonsuza gider.

4.7 Karbondioksit Kalitesi

Su içeriğine bağlı olarak bir çok farklı karbondioksit kalitesi vardır. Karbondioksit kalitesi ve kullanılacak yağ konusunda kompresör üreticisinin tavsiyesine uyulmalıdır. Linde firmasının R744 soğutucu akışkan kalitesi 4.0 standardı uyarınca O_2 ve H_2O seviyeleri 10 ppm'den düşük olmalıdır. Bazı ester yağlar su üretme özelliğine sahip olduğundan bunların kullanımları sorgulanmaktadır. [2]

Sirkülasyonun kompresör yerine pompayla sağlandığı sistemlerde pratik olarak her kalitede karbondioksit kullanılabilir. Plakalı ısı değiştiricilerinde yüksek miktarda su içeren karbondioksit dahil olmak üzere bir çok kalitede karbondioksit sorun yaşanmadan kullanılmaktadır. Fakat valf ve pompa gibi diğer bileşenler karbondioksit kalitesine ısı değiştiriciden daha duyarlıdır.

4.8 Karbondioksit Devresinde Kötü Koku Oluşumu

Koku genel olarak evaporatörlerde ortaya çıkmaktadır. Evaporatörler gerektiğinde temizlenmelidir. Soğutucu devrelerindeki kötü kokunun sebebi yağlar ve yağlardan ayrıışan ürünlerdir. Koku korozyonun işaretçisidir ve aşırı koku korozyonun yol açabileceği hasarlardan dolayı göz ardı edilmemelidir.

4.9 Karbondioksitin Devreye Doldurulması

Yaygın olarak doldurma işlemi gaz fazında yapılır ve basınç üçlü nokta değeri olan 5.2 barın yeterince üstünde olmalıdır Aksi halde kuru buz oluşma ihtimali ortaya çıkar. Kuru buz valfleri ve boruları tıkayabilir. Belirli bir basınca ulaşıldıktan sonra doldurma işlemine sıvı fazda devam edilir.

4.10 Taşırmalı Evaporatörlü Devreler

Taşırmalı evaporatörlerde soğutucu akışkan evaporatörü ıslak terk eder. Akışı sağlayan kuvvet seperatördeki sıvının üst seviyesiyle evaporatörün girişi arasındaki kot farkıyla orantılıdır. Bu kuvvetin düşü yüksekliği boyunca oluşan; evaporatör içerisindeki ve evaporatörden seperatöre dönüşteki basınç kayıplarının tümünü yenmesi gerekir. Bu durum seperatör içerisindeki sıvı yoğunluğunun evaporatör içindeki ve çıkışındaki iki fazlı akışkan yoğunluğundan daha yüksek oluşuyla kendiliğinden sağlanır. Ayrıca sisteme pompa ilave ederek akışa takviyede bulunmak da mümkündür.

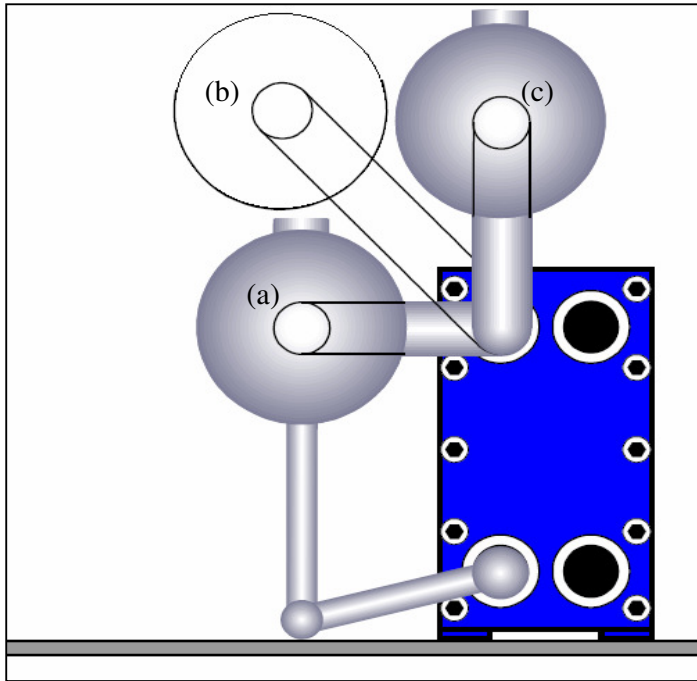
Normal olarak doğal sirkülasyonlu evaporatör ve seperatörün birbirine yakın olduğu durumlarda bu uygulama daha uygundur. Pompa yardımıyla sirkülasyon ise evaporatör ve seperatörün birbirlerinden uzak olduğu durumlarda tercih edilmelidir. Sirkülasyonda buhar – sıvı oranı 1.1 ila 10 arasında değerler alır. Bu aralıktaki değerler uygun değerlerdir. Bu oran ısı yük, evaporatör cinsi ve boru uzunlukları ile değişim gösterir. Evaporatörün en kritik bileşen olması nedeniyle en uygun sirkülasyon oranı için üretici firmaya danışılmalıdır.

Özellikle doğal sirkülasyonda seperatöre dönüş kısmı kritik özellik taşır. Çok küçük boru çapı, fazla sayıda dönüş ve dirsek ya da aşırı boru uzunluğu sirkülasyonu ve ısı

geçişini azaltan etkenlerdir. Büyük boru çapı ise düşey kısımlarda buharın sıvıyı yükseltmemesine neden olur.

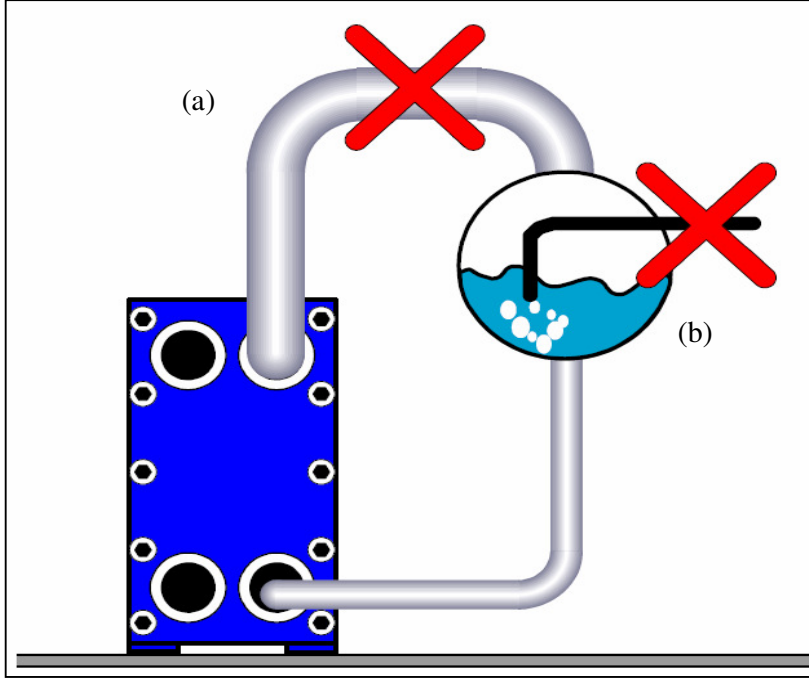
Dönüş kısmındaki basınç kaybı çok yüksek ise salınım tehlikesi baş gösterir. Buhar, üretildiği oranda dönüş kısmını terk edemez ve sıvı düşü bölgesine geri itilir. Bu durumda evaporatöre sıvı girişi durur ve buhar debisi azalır. Buhar dönüş kısmını terk eder ve evaporatöre yeniden sıvı girişi olur. Böylece aşırı miktarda buhar üretilmiş olur. İyi bir tasarımda, dönüş kısmındaki basınç kaybı toplam basınç kaybının %25'inden fazla değildir.

Zorlanmış akışlı sistemler doğal akışlı sistemler kadar kritik değildir. Pompa yüksek debilere göre ayarlanabilir. Eğer sistemdeki basınç kayıpları beklenenden fazla olursa sirkülasyon azalır. Bu çoğu kez öngörülebilir bir durumdur ve evaporatörler bu bakımdan esnek çalışabilme özelliğine sahiptir. Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 bazı örnekleri göstermektedir.



Şekil 4.5 : Taşırma evaporatörlerde çıkış şekilleri (a) yatay çıkış, (b) açılı çıkış, (c) düşey çıkış

Tasarım koşullarının izin verdiği ölçüde Şekil 4.5 (a)'daki gibi yatay çıkışlar geniş bir ısıl yük yelpazesi sunmaktadır. Şekil 4.5 (b)'de olduğu gibi açılı çıkışlardan kaçınılmalıdır. Açılı çıkışlar akışta kararsızlığa yol açmaktadır. Şekil 4.5 (c)'de olduğu gibi düşey çıkış yatay çıkış kadar iyi olmasa da açılı çıkışa göre her zaman daha çok tercih edilen bir yöntemdir.



Şekil 4.6 : Sıvı haznesinde istenmeyen durumlar (a) hazneye üstten giriş, (b) sıvı içine gaz enjeksiyonu

Şekil 4.6(a)'da olduğu gibi sıvı haznesine üstten girişlerde gereksiz yere arttırılan kot farkı basınç kaybını arttırır. Şekil 4.6(b)'de görülen sıvı içine gaz enjeksiyonu kabarcık oluşumuna neden olacağından sıvı seviyesinde dalgalanma gözlenir.

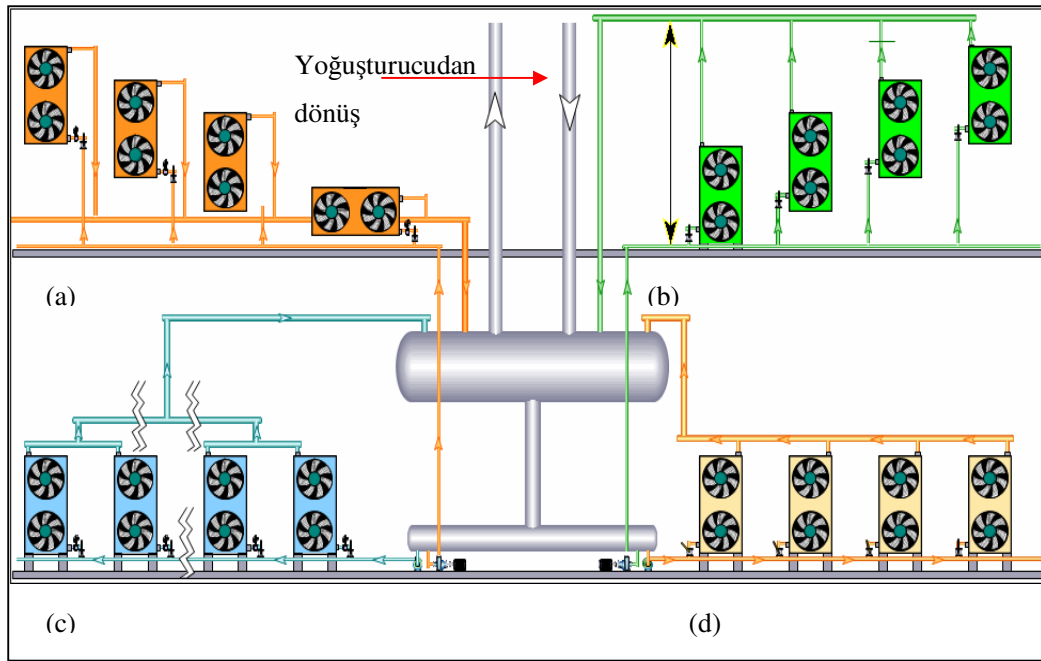
Dar uzun seperatörler kısa ve geniş olanlara kıyasla daha ucuzdur ve daha iyi performans sergilemektedir. Termosifon seperatör-evaporatör tasarımlarında bütün girişler bir tarafta bütün çıkışlar ise diğer tarafta toplanmalıdır. Seperatör, toplayıcı ve seperatör olarak ikiye ayrılabilir. Böylece doldurulan sıvı miktarı en aza indirilir ve eğer sıvı seviyesinden kısılma vanasını kontrol etmekte yararlanılıyorsa bu işlem daha kararlı olacaktır. Çıkış ayağında yatay çıkış kullanılması girdap oluşumunu engeller ve kuru buzun borulara giriş olasılığı azalır. Karasız buharlaşmayı engellemek için sıvı haznesinin çıkış ayağına valf yerleştirilebilir. Dönüş ayağına

valf yerleştirmekten kaçınılmalıdır kesme vanası gerekiyorsa bilyalı vana kullanılmalıdır. Küresel vanalar basınç kaybının çok yüksek olması nedeniyle tercih edilmez.

Akışkan içinde çözünmeyen yağları yoğunluklarının yüksek oluşu nedeniyle sistemin en alt noktasından tahliye etmek gerekir. Boru açılı yerleştirilirse yağ ayırma işlemi kolaylaşır. Özellikle düşük basınçlı buharın olduğu durumlarda basınç düşümü ile karşılaşmamak adına dönüş ayağı mümkün olduğunca iyi işlenmiş olmalı, boruların iç yüzeyleri olabildiğince pürüzsüz olmalıdır.

4.11 Doğrudan Genişlemeli (DG) Evaporatörler

Soğutulan tesislerde evaporatörler soğutucu ünitelere, donduruculara ve kurutuculara uzak mesafelerde bulunduğundan karbondioksitin çok uzak bölgelere dahi sorunsuz biçimde sevk edilebilmesi gerekir. İşlem çoğunlukla sabit sıcaklıkta gerçekleşir. Sirkülasyon sağlanması için gereken küçük basınç farkları dışında karbondioksit aynı basınçta buharlaşıp yoğunur. Şekil 4.7 doğrudan genişlemeli evaporatörlü devrelerdeki bazı olası yerleşim biçimlerini göstermektedir.



Şekil 4.7 : DG soğutucu ünitelerin yerleşim biçimleri (a)Farklı yükseklikte çıkışlar, (b) Aynı yükseklikte çıkışlar, (c) Simetrik çıkışlar, (d)Simetrik olmayan çıkışlar

Tek fazlı akışkanlarda paralel bağlanmış farklı tipte hazneler arasında akışkan dolaştırılması bir sorundur. Bu sorun iki fazlı akışkanlarda daha da büyüktür. Bazı noktalara değinmek gerekirse;

- Şekil 4.7’de gösterildiği gibi her ısı değıştirici grubu; gruplar birbirine uzak, birbirinden farklı tipte ve yükseklikteyse kendi pompasından beslenmelidir.
- Şekil 4.7(a)’da soğutucular farklı yüksekliklerde yerleştirilmiştir. Çıkış boruları soğutucu seviyesinin altındaki bir seviyede ortak bir hatta birleşmektedir. Eğer tüm ünitelerdeki basınç düşümü ile ortak hattaki basınç düşümü birbirine eşit ise, dağıtım iyi şekilde gerçekleşir. Buradaki sakınca şudur, en alt seviyedeki ünitenin kapasitesi aniden düşerse, bu ünite başta en üst seviyedeki ünite olmak üzere diğer ünitelerden karbondioksit çalmaya başlar.
- Şekil 4.7(b)’de olduğu gibi çıkışları ünitelerin üzerinde birleştirmek daha iyidir. Ünitelerdeki basınç düşümü, giriş ve çıkış arasındaki kot farkından daha az ise akışkan ünitenin üzerinden daha iyi dağıtılır ve kapasite değışimleri daha kolay telafi edilir. Eğer herhangi bir ünitenin kapasitesi sıfıra inerse basınç düşümü değışir. Sürtünmeden kaynaklı basınç kaybı az, statik iki faz basınç düşümü büyük ise bu kısımdaki akışkan daha yüksek yoğunluğa sahip olan sıvı ile yer değıştirecek ve kapasite artacaktır. Sürtünme kaybının yüksek, statik iki faz basınç düşümünün az olduğu durumda kapasite düşer. Hiç buharlaşmanın olmadığı üniteye akış gerçekleşmez ve boruda diğer ünitelerdeki basınç düşümüne denk gelen bir statik sıvı sütunu oluşur. Diğer üniteler bir miktar daha fazla akışkan kullanmış olurlar ve bunun olumsuz bir etkisi olmaz.
- Şekil 4.7(d)’de üniteler simetrik olmayan çıkışlarla yerleştirilmiştir. Başka bir deyişle en uzaktaki üniteden çıkan akışkan daha fazla yol katedecek, daha fazla sayıda dönüş ve dirsekten geçecektir. Bu durum hem besleme hem de dönüş kısımlarında basınç kaybına neden olur. Her üniteye yüksek düzeyde basınç düşümü paralel kanallar arasında akışkanı dağıtmanın yaygın bir yoludur. Sıvı sistemlerinde by-pass hattının bulunduğu 3 yollu vanalar

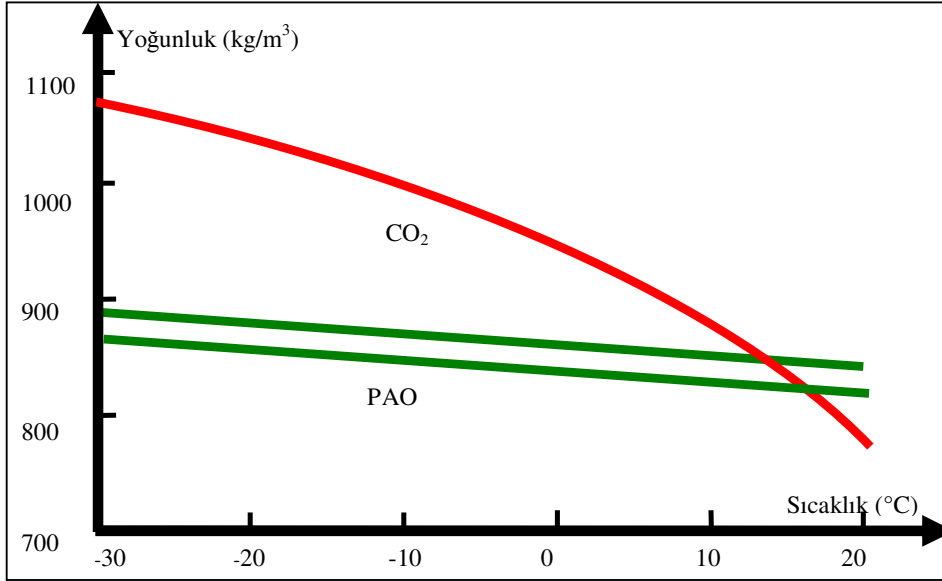
kullanılır. By-pass fazladan katedilen mesafe demektir bu da beraberinde kayıp getirmektedir.

- Sistem kurulumundan önce evaporatör üreticisine danışılmalıdır. Üretici firmalar evaporatörlerin hangi şartlarda en iyi performans gösterdiklerini iyi bilmektedirler.

4.12 Sistemde Yağlama

Doğrudan genişlemeli sistemlerde akış; kompresör, kondenser, kısılma vanası, evaporatör sırasıyla gerçekleşir. Doğal olarak yağ da bu yolu takip eder. Yağın dolaşımı için gerekli en düşük buhar hızı temel olarak yağ ve buhar yoğunluğuna, viskozitelere, yağın yüzey gerilimine ve boru çaplarına bağlıdır. Burada tutarlı bir tasarım yöntemi bulmak zordur. 5kPa/m düzeyinde basınç düşümü basit ve tutarlı bir formüldür. Uzunluk başına basınç düşümü önemli bir parametre olan cidar kayma gerilmesiyle doğru orantılıdır.

Şekil 4.8’de karbondioksit ve polialfaolefin (PAO) yağların yoğunluklarının sıcaklıkla değişimi görülmektedir. Polialfaolefin yağlar soğutma sistemlerinde kullanılan yağlardır. Karbondioksit ile yağların yoğunluk farkları çok azdır. Düşük sıcaklıklarda karbondioksit yağdan daha ağırdır. Yoğunluk farkının az oluşu karbondioksit ve yağı yerçekimi yardımıyla ayırmayı zorlaştırmaktadır. Bunun için lamelli seperatör gibi özel ayırıcılar gereklidir.



Şekil 4.8 : Karbondioksit ve yağ yoğunluklarının sıcaklıkla değişimi

4.13 Buz Çözme İşlemi

Düşük sıcaklık bölgesinde çalışan kondenser 0 °C'nin oldukça altında çalıştığından dış ortamdaki hava içinde bulunan su zerrecikleri zamanla donarak sistemin havayla temas eden kısımlarının buzlanması söz konusudur. Oluşan buzun çözülmesi gerekmektedir. Düşük sıcaklık kademesindeki soğutucunun buzunun çözülmesi kompresörden çıkan sıcak gaz ile mümkün değildir. Karbondioksit için bazı yöntemler şunlardır:

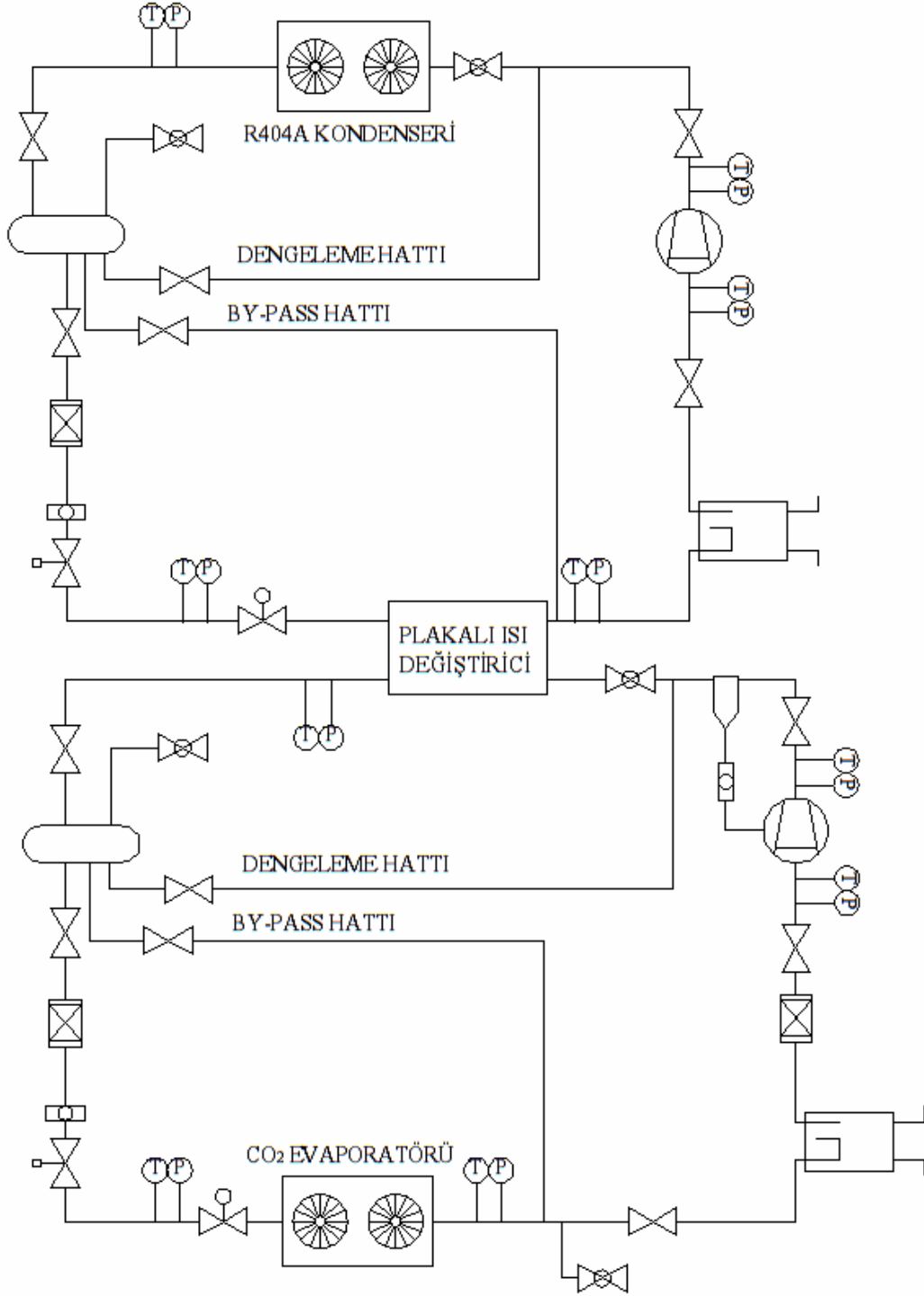
- Elektrikle buz çözme düşük kapasiteli sistemler için uygundur.
- Yüksek sıcaklık kademesindeki glikolün kullanıldığı özel bir buz çözücü ünite kurulabilir.
- Gazı sıkıştırarak basıncı yükseltmek yerine sıvı fazdaki akışkanın basıncı artırılarak buharlaştırıldıktan sonra sıvı ve buhar ayrılıp kızdırma işlemi yapılabilir.

5. R404A/CO₂ KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK İNCELEMESİ

Bu bölümde CO₂ kullanılan kaskad soğutma devrelerinin gerçek ve basitleştirilmiş şemalarına yer verilmiş, termodinamik incelemede kullanılan formüller tanımlanmış ve kaskad sistem için çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında soğutma tesir katsayısı, verim ve kapasite gibi önemli termodinamik parametreler hesaplanmıştır.

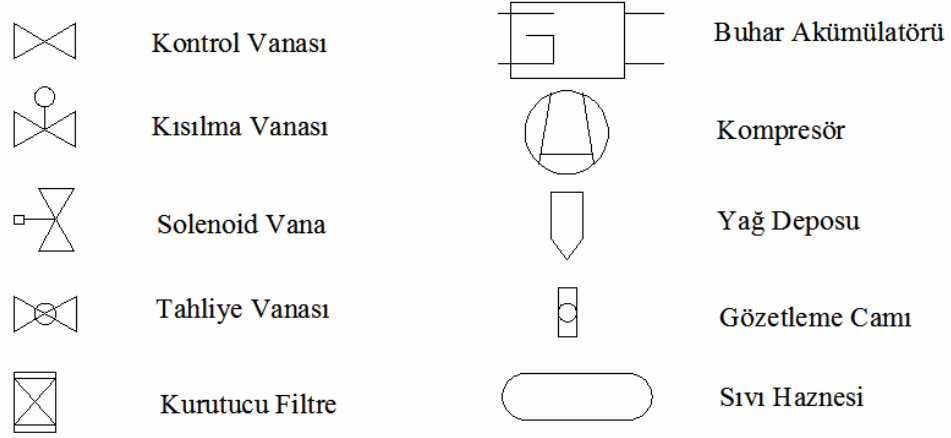
5.1 Soğutma Sisteminin Tanıtılması

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde çalışma prensibi şu şekildedir. Evaporatörde buharlaştırılan soğutucu akışkan buhar fazında kompresöre girmekte, kompresörde belirli bir basınca kadar sıkıştırılmaktadır. Basıncı artan gazın sıcaklığı da kendiliğinden artmaktadır. Kompresörde sıkıştırılan gaz buradan sonra kondensere girer. Kondenserde sabit basınçta yoğuşma gerçekleşir. Kondenserden çıkan sıvı kısılma vanasından geçerken sabit entalpide genişleme işlemine maruz kalır. Kısılma vanasından çıkan soğutucu akışkan sıvı – buhar karışımı halindedir ve bu karışım tekrar evaporatöre girer. Aynı işlemler çevrim boyunca tekrarlanır.



Şekil 5.1 : R404A/CO₂ kaskad soğutma sisteminin devre şeması

Şekil 5.1’de gerçek bir R404A/CO₂ soğutma sisteminin devre şeması görülmektedir.



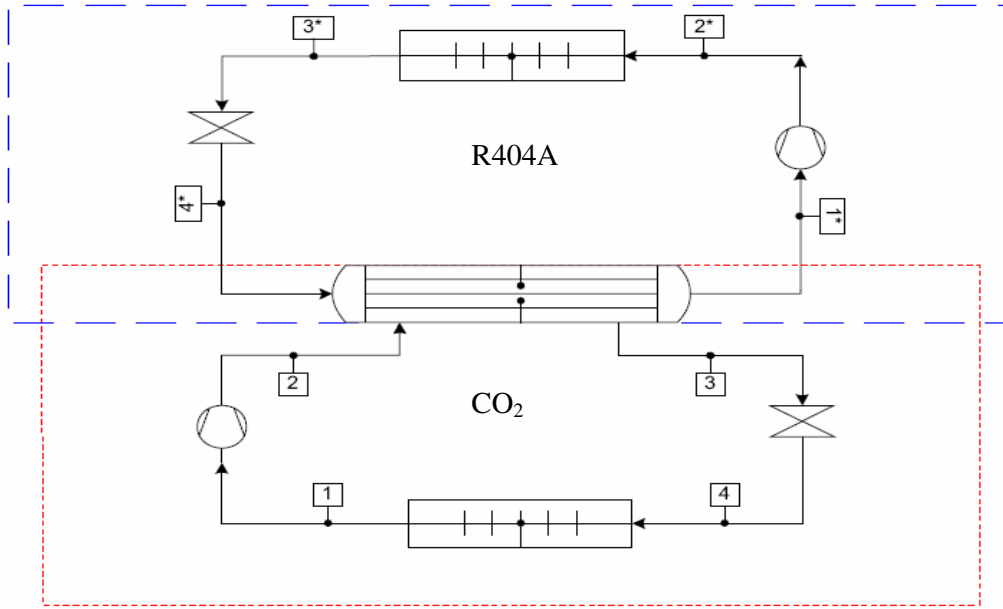
Şekil 5.2 : Soğutma Devre Elemanları

Şekil 5.2’de soğutma devresinin elemanları görülmektedir. Alt kademede CO₂, üst kademede ise R404A kullanılmaktadır. Kaskad ısı değiştirici olarak bir plakalı ısı değiştirici kullanılmaktadır. Bu ısı değiştirici üst kademede evaporatör, alt kademede ise kondenser olarak çalışmaktadır. CO₂ devresinde evaporatör çıkışı ile sıvı toplama haznesi arasında bir by-pass hattı vardır. Daha sonra bir tahliye vanası, buhar akümülatörü, kurutucu filtre ve kompresör girişinden önce ve çıkışından sonra birer vana vardır. Kompresöre giren yağ, kompresör ve yağ deposu arasındaki gözetleme camı ile izlenmektedir. Kaskad kondenser girişinden hemen önce bir tahliye vanası, tahliye vanasından önce ise sıvı toplama haznesi ile yoğunlaştırıcı arasında bir dengeleme hattı vardır. Toplama haznesinin üst noktasında da bir tahliye vanası bulunmaktadır. Kondenserden çıkan sıvı, önce toplama haznesine girmekte daha sonra filtreden geçmektedir. Bir solenoid vanadan geçen sıvı, kısılama vanasında genişlemekte ve belirli bir kuruluk derecesinde evaporatöre girmektedir. Devre incelendiğinde her elemanın girişinde ve çıkışında vanalar olduğu görülmektedir. Bu vanalar sistemde herhangi bir bileşenin bakıma ihtiyaç duyması halinde tüm sistemi dağıtmak yerine sadece o bileşene müdahale edebilmek adına gereklidir. Ayrıca evaporatör çıkışı, kompresör girişi ve çıkışı, kondenser girişi ve kısılama vanası girişindeki basınç ve sıcaklık değerlerinin ölçümü yapılmaktadır. Bu noktalar sistemin kritik noktaları oldukları için bu ölçümler gereklidir.

İki kademeli kaskad soğutma sisteminin termodinamik incelemesi aşağıdaki genel kabuller esas alınarak yapılmıştır:

- Her iki kademedeki kompresörler adyabatik sıkıştırma yapmaktadır.
- Boru hatlarındaki ve diğer bileşenlerdeki basınç değişimleri ihmal edilmiştir.
- Kısılma vanalarındaki genişleme işlemi sabit entalpide gerçekleşmektedir.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.

Şekil 5.3’de kaskad soğutma sisteminin basitleştirilmiş devre şeması görülmektedir.



Şekil 5.3 : İki kademeli soğutma sistemi

Sistemin termodinamik incelemesinde aşağıdaki denklemler kullanılmıştır:

$$\dot{W}_{\text{komp,CO}_2} = \dot{m}_{\text{CO}_2} (h_2 - h_1) \quad (5.1)$$

$$\dot{W}_{\text{komp,R404A}} = \dot{m}_{\text{R404A}} (h_{2*} - h_{1*}) \quad (5.2)$$

$$h_3 = h_4 \quad (5.3)$$

$$h_{3*} = h_{4*} \quad (5.4)$$

$$\dot{Q}_{\text{ev,CO}_2} = \dot{m}_{\text{CO}_2} (h_1 - h_4) \quad (5.5)$$

$$\dot{Q}_{\text{ev,R404A}} = \dot{m}_{\text{R404A}} (h_{1*} - h_{4*}) \quad (5.6)$$

$$\dot{Q}_{\text{kond,CO}_2} = \dot{m}_{\text{CO}_2} (h_3 - h_2) \quad (5.7)$$

$$\dot{Q}_{\text{kond,R404A}} = \dot{m}_{\text{R404A}} (h_{3*} - h_{2*}) \quad (5.8)$$

$$\text{COP}_{\text{CO}_2} = \frac{\dot{Q}_{\text{ev,CO}_2}}{\dot{W}_{\text{komp,CO}_2}} \quad (5.9)$$

$$\text{COP}_{\text{R404A}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ev,R404A}}}{\dot{W}_{\text{komp,R404A}}} \quad (5.10)$$

$$\text{COP}_{\text{toplam}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ev,CO}_2}}{\dot{W}_{\text{komp,CO}_2} + \dot{W}_{\text{komp,R404A}}} \quad (5.11)$$

$$\text{COP}_{\text{C,CO}_2} = \frac{T_{\text{ev,CO}_2}}{T_{\text{kond,CO}_2} - T_{\text{ev,CO}_2}} \quad (5.12)$$

$$\text{COP}_{\text{C,R404A}} = \frac{T_{\text{ev,R404A}}}{T_{\text{kond,R404A}} - T_{\text{ev,R404A}}} \quad (5.13)$$

$$\eta_{\text{C,CO}_2} = \frac{\text{COP}_{\text{CO}_2}}{\text{COP}_{\text{C,CO}_2}} \quad (5.14)$$

$$\eta_{\text{C,R404A}} = \frac{\text{COP}_{\text{R404A}}}{\text{COP}_{\text{C,R404A}}} \quad (5.15)$$

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\dot{W}_{\text{tersinir}}}{\dot{W}_{\text{gerçek}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ev,CO}_2}}{\dot{W}_{\text{komp,CO}_2} + \dot{W}_{\text{komp,R404A}}} \left(\frac{T_0}{T_{\text{ev,CO}_2}} - 1 \right) \quad (5.16)$$

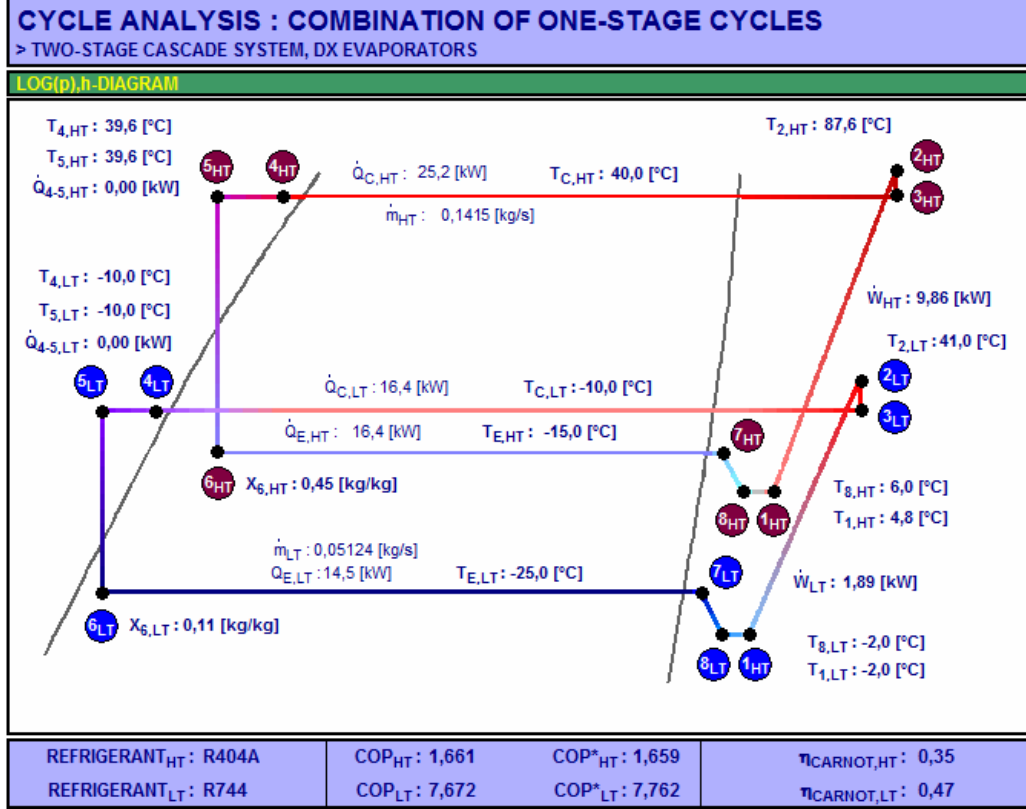
5.2 Sistemin Termodinamik İncelemesi

Kaskad soğutma sisteminin termodinamik incelemesi yapılırken her iki kademe ayrı ayrı incelenmiştir. Sistemin termodinamik incelemesinde CO₂ evaporatöründen, R404A kondenserinden ve kaskad ısı değıştiriciden geçen ısı miktarları hesaplanmış,

CO₂ ve R404A devrelerindeki kompresörlerde harcanan güçler, bu kompresörlerin karakteristik eğrileri tespit edilmiş ve her iki devreden geçen kütleli debiler belirlenmiştir. Bu verilerle birlikte alt ve üst kademelerin ve tüm sistemin soğutma tesir katsayısı değerleri, alt ve üst kademelerin carnot verimleri ve tüm sistemin ikinci yasa verimleri hesaplanmıştır. Bu hesaplar yapılırken ilk önce CO₂ tarafının buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları sırasıyla -25 °C ve -10°C’de sabit tutulup R404A tarafındaki buharlaştırıcı kapasitesi değiştirilerek her iki kademedeki ısı değiştiricilerdeki ısı geçişleri, kompresörlerde harcanan güçler, devrelerde dolaşan akışkanların kütleli debileri tespit edilmiş ve bu değerler yardımı ile yine her iki kademelerin soğutma tesir katsayısı değerleri ve verimleri ile birlikte carnot verimleri ve ikinci yasa verimleri belirlenmiştir. Daha sonra R404A tarafındaki buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları sırasıyla -15°C ve 40°C’de sabit tutularak aynı işlemler tekrarlanmıştır. Kaskad sistemin tamamına ait termodinamik analiz CoolPack yazılımı yardımıyla yapılabilir. Çalışmada kullanılan CoolPack v1.46 yazılımı Danimarka Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde geliştirilmiş ücretsiz bir yazılımdır. Coolpack yazılımında incelenmiş olan durum karbondioksit buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları sırasıyla -25 °C ve -10°C, R404A buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları ise sırasıyla -15°C ve 40°C olan durumdur.

Şekil 5.4’de görüldüğü gibi karbondioksit buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları sırasıyla -25 °C ve -10°C, R404A buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları ise sırasıyla -15°C ve 40°C’dir. Coolpack analiz verilerinde ısı değiştirici kapasiteleri, kompresörlerde harcanan güçler, debiler, kuruluk dereceleri, soğutma tesir katsayıları, carnot verimleri ve çevrimdeki önemli noktaların sıcaklıkları görülmektedir.

Şekil 5.5’de CoolPack programının çevrimin giriş değerleri sayfası görülmektedir. CoolPack yazılımında istenilen çevrimin analiz edilebilmesi için bu sayfadaki değerler girilmelidir. Bu bölümde alt ve üst kademe buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıkları, ısıtma ve soğutma kapasiteleri, kompresör güçleri, kompresör ısı kaybı, aşırı soğutma ve aşırı kızdırma, istenmeyen aşırı kızdırma sıcaklık farkları, basınç kayıpları parametreleri girilerek çevrimin analizi yaptırılmaktadır.



Şekil 5.4 : CoolPack’de incelenmiş çevrimin analizi

CYCLE SPECIFICATION

TEMPERATURE LEVELS		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (HT)		PRESSURE LOSSES	
$T_{E,HT} [^{\circ}\text{C}]$: -15,0	$\Delta T_{SH,HT} [K]$: 20,0	No SGHX	0,3	$\Delta p_{SL,HT} [K]$: 0,20	$\Delta p_{SL,LT} [K]$: 0,20
$T_{E,LT} [^{\circ}\text{C}]$: -25,0	$\Delta T_{SH,LT} [K]$: 20,0			$\Delta p_{DL,HT} [K]$: 0,20	$\Delta p_{DL,LT} [K]$: 0,20
$T_{C,HT} [^{\circ}\text{C}]$: 40,0	$\Delta T_{SC,HT} [K]$: 0,0	SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (LT)		REFRIGERANTS	
$T_{C,LT} [^{\circ}\text{C}]$: -10,0	$\Delta T_{SC,LT} [K]$: 0,0	No SGHX	0,3	HT : R404A	LT : R744

CYCLE CAPACITY

HT : Cooling Capacity $\dot{Q}_{E,HT} [\text{kW}]$: 0	$\dot{Q}_{E,HT} : 16,4 [\text{kW}]$	$\dot{m}_{HT} : 0,1415 [\text{kg/s}]$	$\dot{V}_{S,HT} : 30,75 [\text{m}^3/\text{h}]$
LT : Cooling Capacity $\dot{Q}_{E,LT} [\text{kW}]$: 14,5	$\dot{Q}_{E,LT} : 14,5 [\text{kW}]$	$\dot{m}_{LT} : 0,05124 [\text{kg/s}]$	$\dot{V}_{S,LT} : 4,94 [\text{m}^3/\text{h}]$

COMPRESSOR PERFORMANCE

HT : Power consumption $\dot{W}_{HT} [\text{kW}]$: 9,86	$\eta_{IS,HT} : 0,521 [-]$	$\dot{W}_{HT} : 9,86 [\text{kW}]$	$\dot{W}_{TOT} : 11,75 [\text{kW}]$
LT : Power consumption $\dot{W}_{LT} [\text{kW}]$: 1,89	$\eta_{IS,LT} : 0,595 [-]$	$\dot{W}_{LT} : 1,89 [\text{kW}]$	

COMPRESSOR HEAT LOSS

HT : Heat loss factor $f_{Q,HT} [\%]$: 10	$f_{Q,HT} : 10,0 [\%]$	$T_{2,HT} : 87,6 [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{Q}_{LOSS,HT} : 1,0 [\text{kW}]$
LT : Heat loss factor $f_{Q,LT} [\%]$: 10	$f_{Q,LT} : 10,0 [\%]$	$T_{2,LT} : 41,0 [^{\circ}\text{C}]$	$\dot{Q}_{LOSS,LT} : 0,2 [\text{kW}]$

SUCTION LINES

HT : Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HT} [K]$: 1,0	$\dot{Q}_{SL,HT} : 134 [\text{W}]$	$T_{8,HT} : 6,0 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta T_{SH,SL,HT} : 1,0 [K]$
LT : Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LT} [K]$: 3,0	$\dot{Q}_{SL,LT} : 170 [\text{W}]$	$T_{8,LT} : -2,0 [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta T_{SH,SL,LT} : 3,0 [K]$

Şekil 5.5 : CoolPack’de incelenen çevrimin giriş değerleri

STATE POINTS									
HIGH TEMPERATURE (HT)					LOW TEMPERATURE (LT)				
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m³]	STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m³]
2	87,6	1826,1	290,7	71,5	2	41,0	2663,7	-10,8	51,0
3	87,6	1817,3	290,8	71,1	3	41,0	2648,6	-10,6	50,7
4	39,6	1817,3	112,4	968,1	4	-10,0	2648,6	-330,3	982,9
5	39,6	1817,3	112,4	968,1	5	-10,0	2648,6	-330,3	982,9
6	-15,3	364,1	112,4	-	6	-25,0	1682,7	-330,3	-
7	5,0	364,1	228,1	16,7	7	-5,0	1682,7	-47,3	38,3
8	6,0	361,5	229,0	16,5	8	-2,0	1671,9	-44,0	37,3
9	4,8	361,5	228,0	16,6	9	-	-	-	-
1	4,8	361,5	4,8	16,6	1	-2,0	1671,9	-44,0	37,3

ADDITIONAL INFORMATION	
$T_{2,IS,HT}$: 64,5 [°C] $T_{2,W,HT}$: 93,8 [°C] $T_{2,IS,LT}$: 30,5 [°C] $T_{2,W,LT}$: 44,4 [°C] Pressure ratio - HT (p_2 / p_1) [-]: 5,051 Pressure ratio - LT (p_2 / p_1) [-]: 1,593	

Şekil 5.6: Çevrimin her noktasındaki özellik değerleri

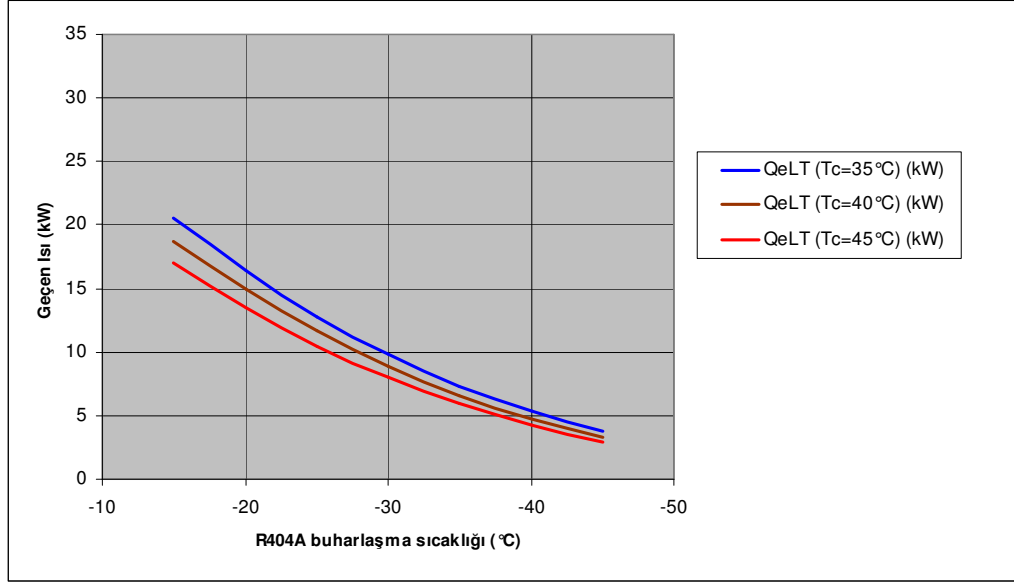
Şekil 5.6'da çevrimin her noktasındaki basınç sıcaklık, entalpi, yoğunluk ve sıkıştırma oranı değerleri ve kompresör çıkışları için izentropik sıkıştırma durumundaki sıcaklıklar verilmiştir.

AUXILIARY				
VOLUMETRIC EFFICIENCIES				
HT: Volumetric efficiency $\eta_{VOL,HT}$ [-]	0,8	$\eta_{VOL,HT}$: 0,800 [-]	$\dot{V}_{D,HT}$: 38,44 [m³/h]	$\dot{V}_{S,HT}$: 30,75 [m³/h]
LT: Volumetric efficiency $\eta_{VOL,LT}$ [-]	0,8	$\eta_{VOL,LT}$: 0,800 [-]	$\dot{V}_{D,LT}$: 6,175 [m³/h]	$\dot{V}_{S,LT}$: 4,94 [m³/h]
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER				
HT: Temperature increase ΔT_{WATER} [K]	20,00	ΔT_{WATER} : 20,00 [K] $T_{DL,OUT}$: 87,6 [°C]	$\dot{V}_{WATER}$: 0,3503 [m³/h] T_C : 40,0 [°C]	$\dot{Q}_{D,SH}$: 8,061 [kW]
LT: Temperature increase ΔT_{WATER} [K]	20,00	ΔT_{WATER} : 20,00 [K] $T_{DL,OUT}$: 41,0 [°C]	$\dot{V}_{WATER}$: 0,3019 [m³/h] T_C : -10,0 [°C]	$\dot{Q}_{D,SH}$: 3,127 [kW]
ENERGY CONSUMPTION				
Hours of operation [h]:	8760	Energy consumption : 102930 [kWh]		
PIPE DIMENSIONS				
PIPE SECTION	VELOCITY [m/s]	PIPE DIAMETER (Internal) [mm]	Condition corresponds to -	
HT Suction Line	10,0	33,0	State Point #1 _{HT}	
LT Suction Line	10,0	13,2	State Point #1 _{LT}	
HT Discharge Line	12,0	14,5	State Point #2 _{HT}	
LT Discharge Line	12,0	10,3	State Point #2 _{LT}	
HT Liquid Line	0,6	17,6	State Point #4 _{HT}	
LT Liquid Line	0,6	10,5	State Point #4 _{LT}	

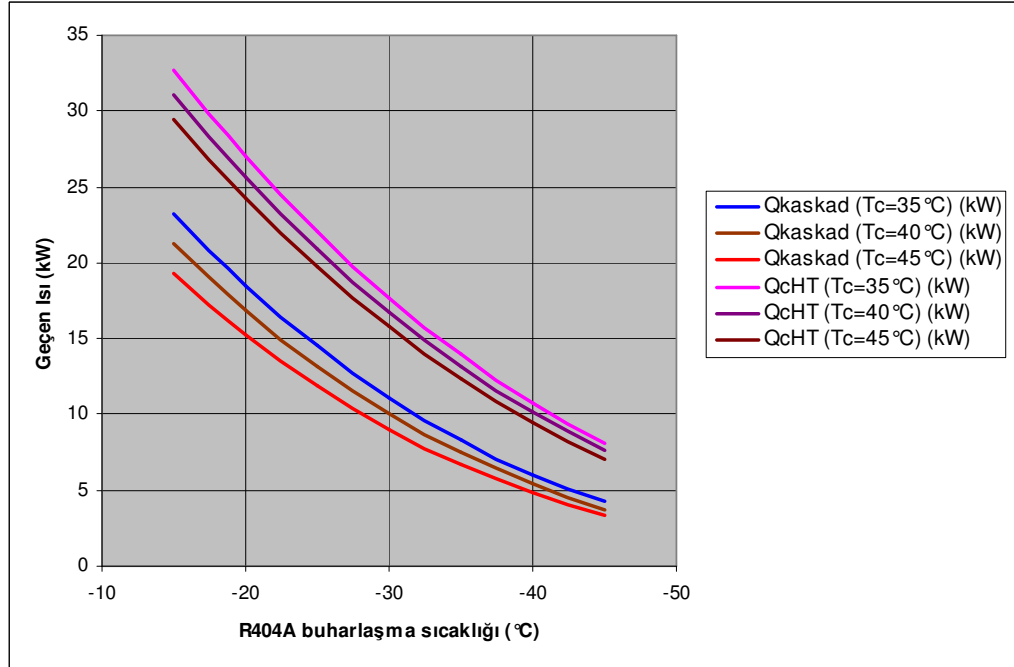
Şekil 5.7: Çevrim hakkında yardımcı bilgiler

Şekil 5.7'de akışkan hızları, boru çapları için tahminler, yıllık enerji tüketimi, hacimsel verim gibi parametreler görülmektedir.

5.2.1 Üst Sıcaklık Kademesinin Termodinamik İncelemesi



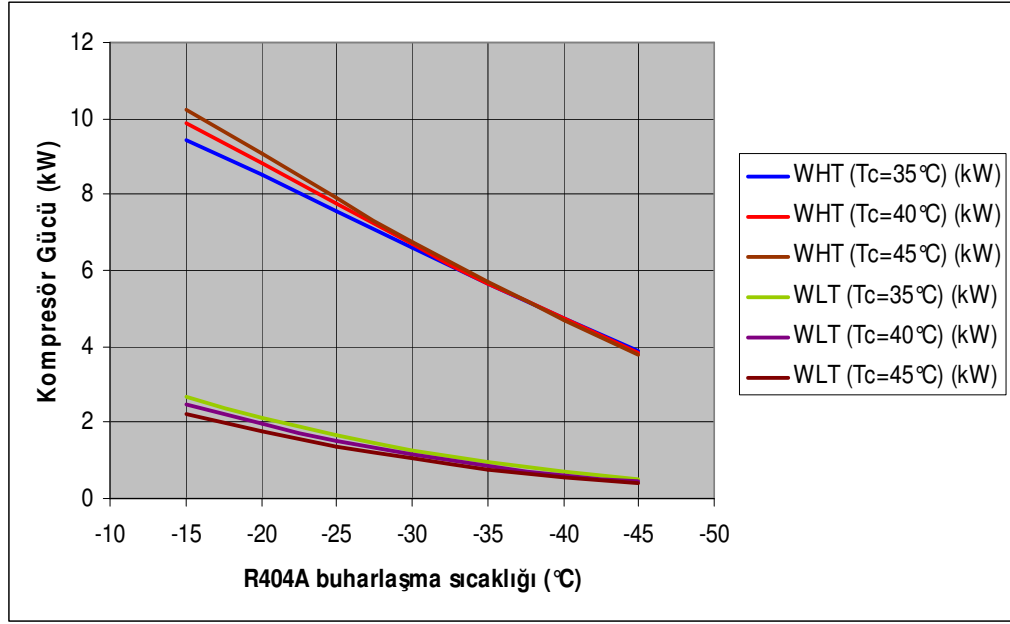
Şekil 5.8 : Üst kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında alt kademe evaporatördeki ısı geçişleri



Şekil 5.9 : Üst kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında kaskad kondenser ve üst kademe kondenserdeki ısı geçişleri

Şekil 5.8'de üst sıcaklık kademesinde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları değiştirilerek karbondioksit evaporatöründeki ısı geçişinin (Q_{eLT}) nasıl değiştiği görülmektedir. Bu grafikte T_c R404A'nın yoğuşma sıcaklığını göstermektedir. Karbondioksitin buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları sırasıyla $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ olup R404A yoğuşma sıcaklığı arttıkça karbondioksit evaporatörünün soğutulan ortamdan çektiği ısının azaldığı gözlenmektedir. Bunun sebebi yoğuşma sıcaklığının artmasıyla soğutma kapasitesinin düşmesidir. R404A yoğuşma sıcaklığı arttığında kaskad ısı değiştiricide R404A'nın karbondioksitten çekebildiği ısı miktarında azalma görülmektedir. Bu durumda da yoğuşma sıcaklığının artmasıyla birlikte R404A kompresörünün gerektirdiği gücün artmasına karşın kaskad ısı değiştiricide çekilen ısının azalması doğal olarak R404A kondenserinin ısıtılan ortama attığı ısının da azalmasına sebep olmaktadır (Şekil 5.9). Bu durumun sebebi kaskad ısı değiştiricinin kapasitesindeki azalma miktarının kompresör gücündeki artış miktarından daha fazla olmasıdır.

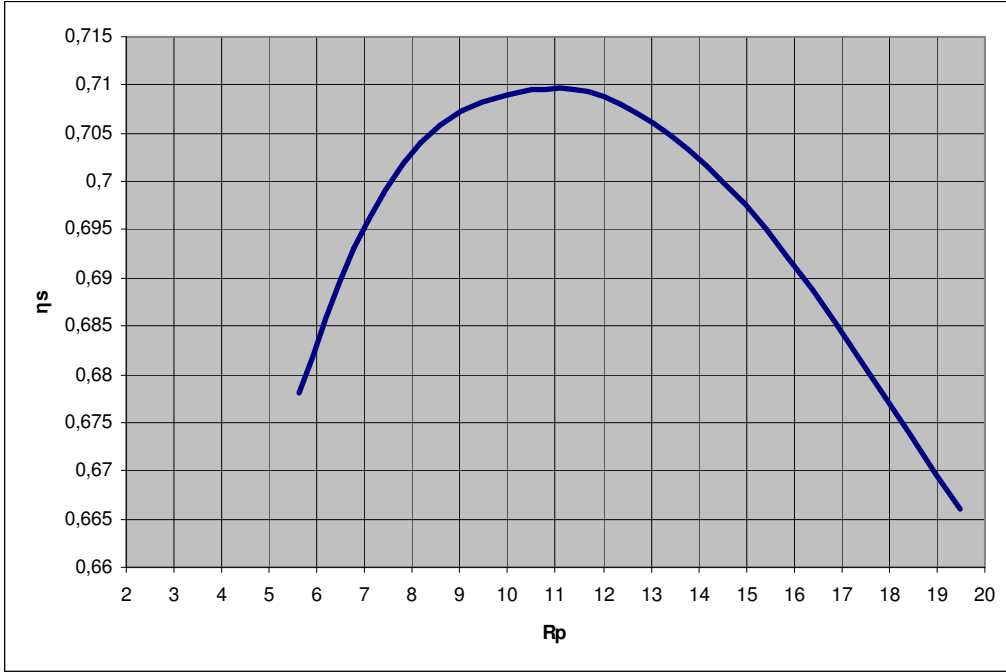
Ayrıca R404A buharlaşma sıcaklığı düştükçe yine karbondioksit evaporatörünün soğutulan ortamdan çektiği ısı azalmaktadır. Evaporatör kapasitesinin buharlaşma sıcaklığındaki azalmayla birlikte azaldığı bilinmektedir. Kaskad ısı değiştirici R404A için evaporatör, karbondioksit için ise kondenser görevi görmektedir. R404A buharlaşma sıcaklığının düşüşüyle Şekil 5.9'da görüldüğü gibi kaskad ısı değiştirici kapasitesi düşmektedir. Bu durumda da doğal olarak karbondioksit evaporatörünün soğutulan ortamdan çektiği ısı miktarı azalacaktır.



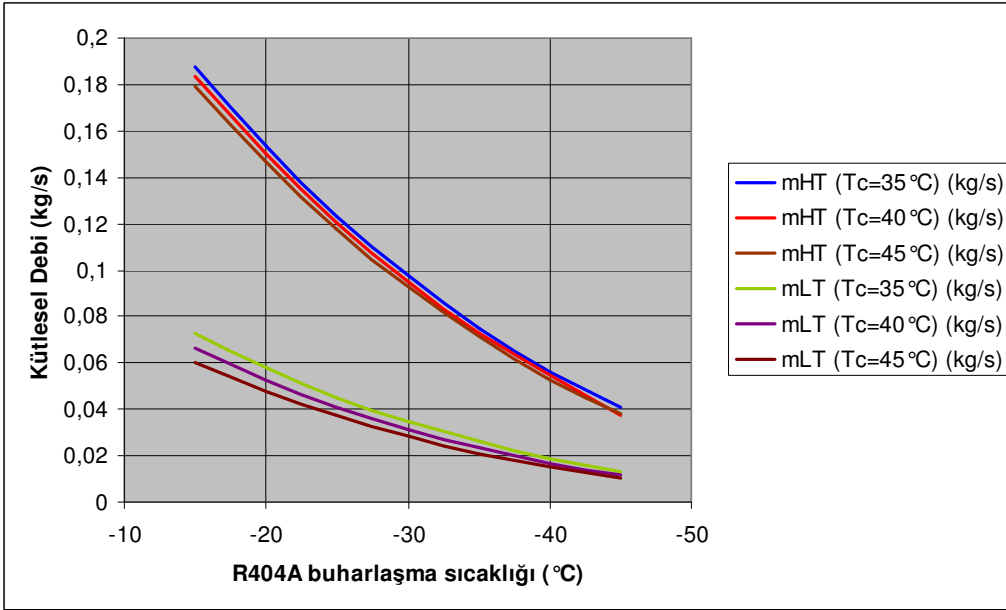
Şekil 5.10 : Üst kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında her iki kademe de kompresörde harcanan güçler

Şekil 5.10 her iki kademe de kullanılan kompresörlerin R404A'nın çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için gerektirdiği net gücü göstermektedir. Burada R404A'nın yoğuşma sıcaklığı arttırıldığında üst kademe kompresörünün gereksinim duyduğu net güç artmakta, alt kademe kompresörünün gereksinim duyduğu net güç ise alt kademenin ısıtma kapasitesi azaldığı için azalmaktadır. Bunun yanında buharlaşma sıcaklığındaki azalma soğutma kapasitesinin düşmesine neden olduğundan gerekli kompresör gücü de düşmektedir. Üst kademe kompresörünün izentropik verimindeki değişim de sıkıştırma oranındaki değişime göre Şekil 5.11'de gösterilmiştir. Bu grafiğe göre kompresörün izentropik veriminin sıkıştırma oranıyla değişimi eğri uydurma yöntemiyle belirlenmiş olup Denklem 5.17'de verilmiştir.

$$\eta_s = 0.00004R_p^3 + 0.0023R_p^2 + 0.0356R_p + 0.5449 \quad (5.17)$$



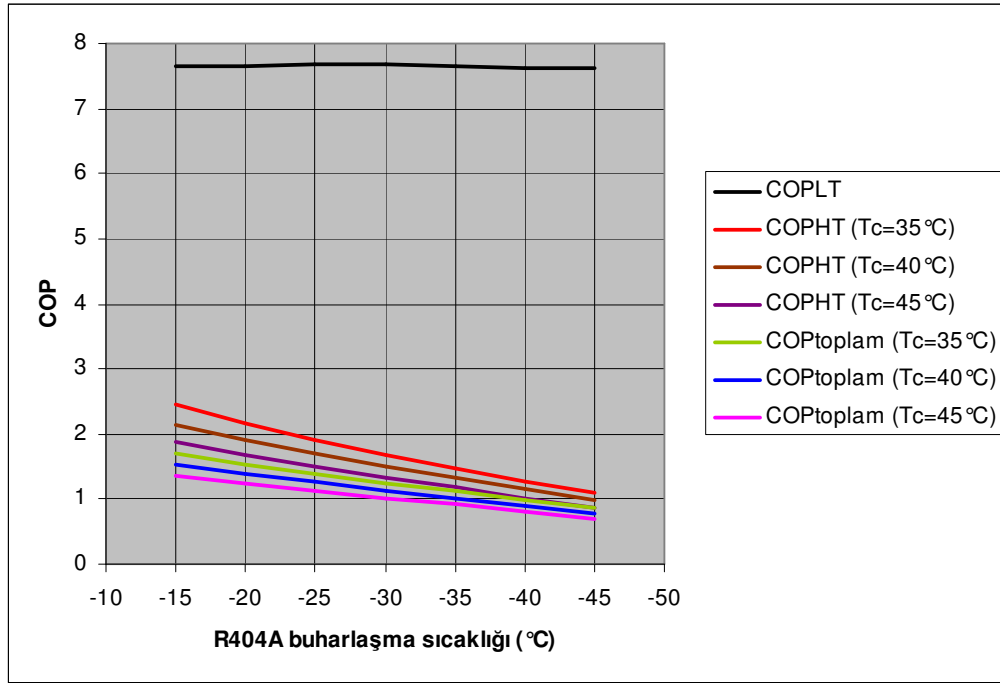
Şekil 5.11 : Tipik R404A kompresörünün izentropik veriminin değişimi



Şekil 5.12 : Üst kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında her iki kademedeki dolaşan akışkanların kütlesel debileri

Şekil 5.12’de her iki kademedeki dolaşan soğutucu akışkanların kütlesel debileri görülmektedir. Üst kademedeki soğutma kapasitesinin yoğuşma sıcaklığının

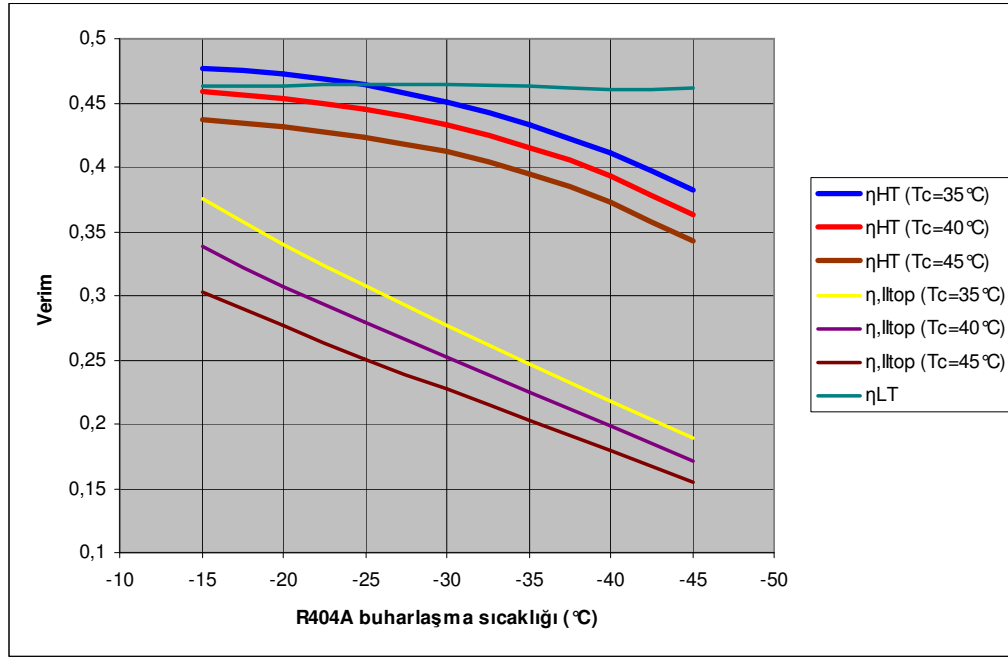
artmasıyla düştüğü daha önce vurgulanmıştı. Bu nedenle üst kademedenin yoğuşma sıcaklığındaki artış devrede dolaşan R404A'nın kütleli debisinde azalmaya yol açmaktadır. Benzer şekilde yoğuşma sıcaklığındaki artış alt kademede de kapasite düşümüne neden olduğundan alt kademede kütleli debide de düşüş gözlenmektedir. Bununla birlikte yine buharlaşma sıcaklığındaki azalma ile kapasitenin azaldığı bilindiğinden kütleli debiler de buharlaşma sıcaklığının düşmesiyle azalma göstermektedir.



Şekil 5.13 : Üst kademedenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre alt, üst kademe ve toplam soğutma tesir katsayısı değerleri

Şekil 5.13'de alt, üst kademeye ve sistemin tamamına ait soğutma tesir katsayısı değerleri görülmektedir. COP_{LT} alt kademeye, COP_{HT} üst kademeye, COP_{toplam} ise sistemin tamamına ait soğutma tesir katsayısı değerlerini göstermektedir. COP_{HT} Denklem 5.10, COP_{LT} Denklem 5.9, COP_{toplam} ise Denklem 5.11 yardımıyla hesaplanmıştır. COP_{LT} tüm buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için 7.666 civarında değerler almış ve bu değerlerdeki değişim 0.001 mertebesinde olduğundan COP_{LT} için şekilde yalnızca bir eğri gösterilmiştir. Üst kademedenin ve tüm sistemin soğutma tesir katsayısı değerleri yoğuşma sıcaklığı arttıkça ve buharlaşma sıcaklığı azaldıkça azalmaktadır. Bu durumun nedeni yoğuşma sıcaklığı arttığında üst kademe için

soğutma kapasitesinde azalma ve gerekli kompresör gücünde artma görülmesidir. Buharlaşma sıcaklığı azaldığında soğutma kapasitesindeki azalma oranı kompresör gücündeki azalma oranından daha fazla olduğundan buharlaşma sıcaklığı düştüğünde soğutma tesir katsayısı değerleri düşmektedir. Ayrıca tüm sistemin soğutma tesir katsayısı değeri üst kademe soğutma tesir katsayısı değerindeki değişime bağlı olup yine COP_{toplam} değeri büyük ölçüde üst kademe soğutma tesir katsayısı değeri tarafından belirlenmektedir.



Şekil 5.14 : Üst kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre carnot ve ikinci yasa verimleri

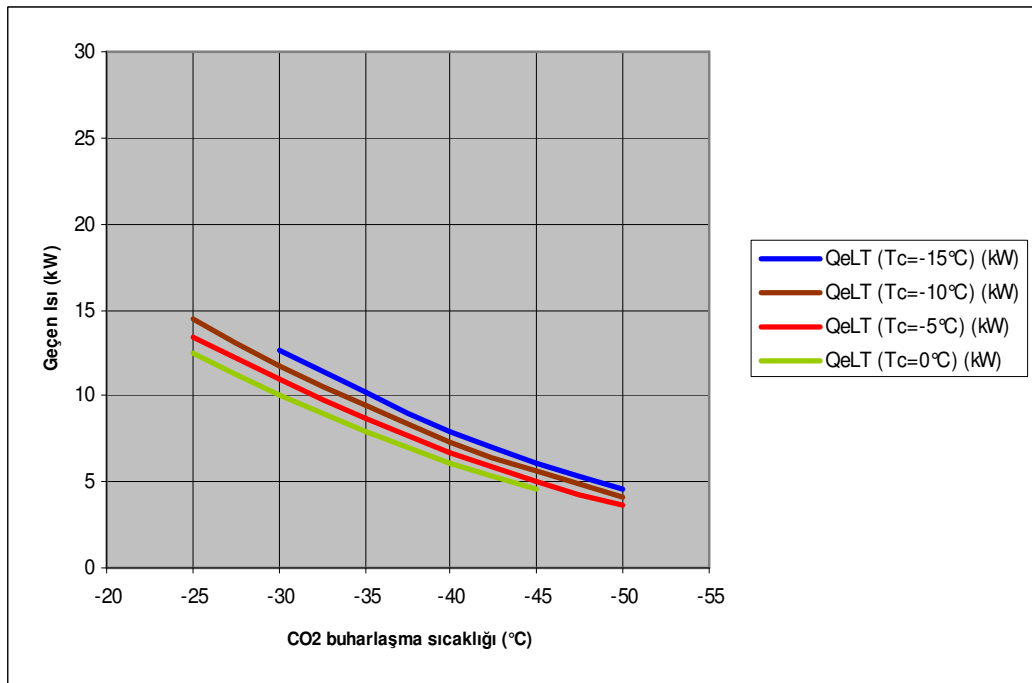
Şekil 5.14'de üst, alt kademe carnot verimleri (sırasıyla η_{HT} ve η_{LT}) ve tüm sisteme ait ikinci yasa verimleri ($\eta_{I,top}$) görülmektedir. η_{HT} Denklem 5.15, η_{LT} Denklem 5.14, $\eta_{I,top}$ Denklem 5.16 yardımıyla hesaplanmıştır. η_{LT} değeri alt kademeye ait COP_{LT} değerinin carnot soğutma tesir katsayısı değerine oranıdır. Carnot soğutma tesir katsayısı değeri alt kademe için tamamen sabit ve COP_{LT} değerinin de büyük ölçüde sabit olması η_{LT} değerinin büyük ölçüde sabit olmasına neden olmaktadır. Bu değer tüm buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için 0.001 mertebesinde değişim gösterdiğinden ve sayısal değeri 0.463 civarında olduğundan grafik üzerinde yalnızca bir eğri olarak gösterilmiştir. Üst kademenin carnot verimi gerçek soğutma tesir katsayısı değerinin carnot soğutma tesir katsayısı değerine oranıdır. Üst kademenin

soğutma tesir katsayısı değeri yoğuşma sıcaklığındaki artış ve buharlaşma sıcaklığındaki düşüşle birlikte azaldığından Üst kademenin carnot verimi de benzer şekilde değişim göstermektedir. Grafiğe göre R404A için en iyi buharlaşma sıcaklığı -15 °C ve en iyi yoğuşma sıcaklığı -35 °C'dir.

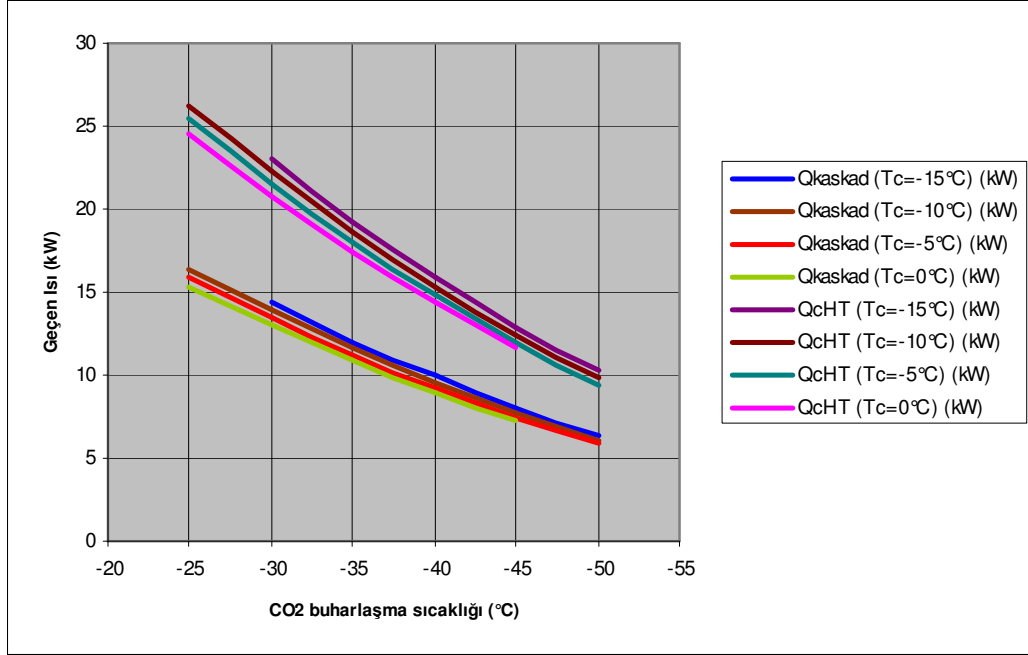
$$\eta_{II} = COP_{toplamlam} \left(\frac{T_0}{T_{ev,CO_2}} - 1 \right) \quad (5.18)$$

Sistemin ikinci yasa verimi ise ayrıca Denklem 5.18 ile belirlenmektedir. Bu denklemde T_0 üst kademe kondenserinin ısı attığı ortamın sıcaklığını göstermekte olup $T_0=30^\circ\text{C}$ kabul edilmiştir. Bu şartlar için $COP_{toplamlam}$ değeri buharlaşma sıcaklığı azaldıkça ve yoğuşma sıcaklığı arttıkça azaldığından ve denklemdeki $\frac{T_0}{T_{ev,CO_2}} - 1$ değeri sabit bir sayı olduğundan ikinci yasa verimi $COP_{toplamlam}$ değeri ile benzer şekilde değişim göstermektedir.

5.2.2 Alt Sıcaklık Kademesinin Termodinamik İncelemesi



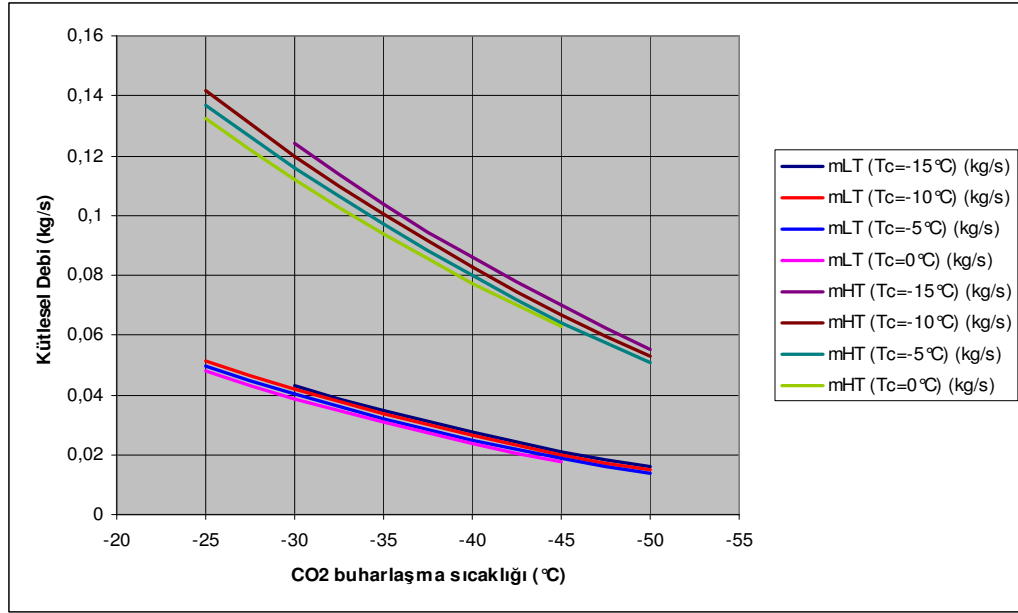
Şekil 5.15 : Alt kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarındaki soğutma kapasiteleri



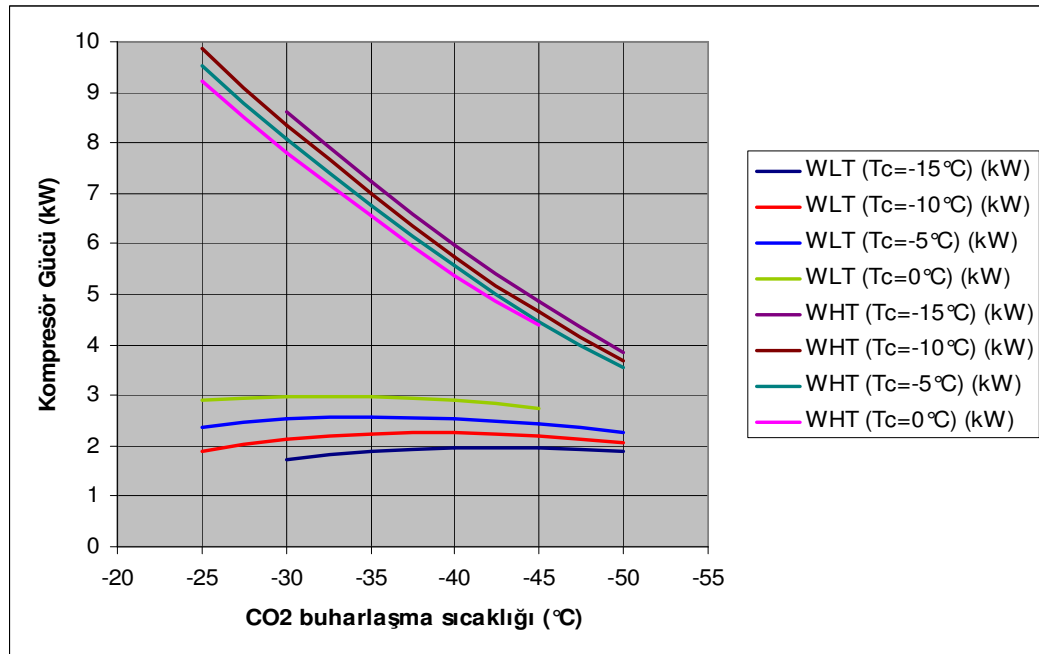
Şekil 5.16 : Alt kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında üst kademe için soğutma ve ısıtma kapasiteleri

Şekil 5.15'de Q_{eLT} karbondioksit evaporatörünün kapasitesini, T_c ise karbondioksitin yoğuşma sıcaklığını göstermektedir. Karbondioksit devresinde -25 °C ila -50 °C arasındaki sıcaklıklardaki buharlaşma ve -15 °C ila 0 °C arasındaki sıcaklıklarda yoğuşma durumlarına göre karbondioksit evaporatörünün kapasiteleri görülmektedir. Grafikten görüldüğü üzere buharlaşma sıcaklığındaki düşüş soğutma kapasitesini düşürmektedir. Bununla birlikte yoğuşma sıcaklığındaki artış da soğutma kapasitesini düşürmektedir. Şekil 5.16'da Q_{kaskad} , kaskad ısı değiştirici kapasitesini, Q_{cHT} ise üst kademe kondenserinin ısıtma kapasitesini göstermektedir. Buradan görüldüğü gibi alt kademe hem buharlaşma sıcaklığının düşüşü hem de yoğuşma sıcaklığının artışı hem kaskad ısı değiştiricinin hem de üst kademe kondenserin kapasitelerini azaltmaktadır.

Şekil 5.17'de alt ve üst kademe dolaşan soğutucu akışkan debileri görülmektedir. Her iki kademe de kütleli debiler buharlaşma sıcaklığı azaldıkça ve yoğuşma sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. Buharlaşma sıcaklığındaki düşüş ve yoğuşma sıcaklığındaki artış her iki kademe için de kapasitede düşmeye yol açtığından, kapasiteyle birlikte kütleli debilerin de azalması bunun doğal bir sonucudur.



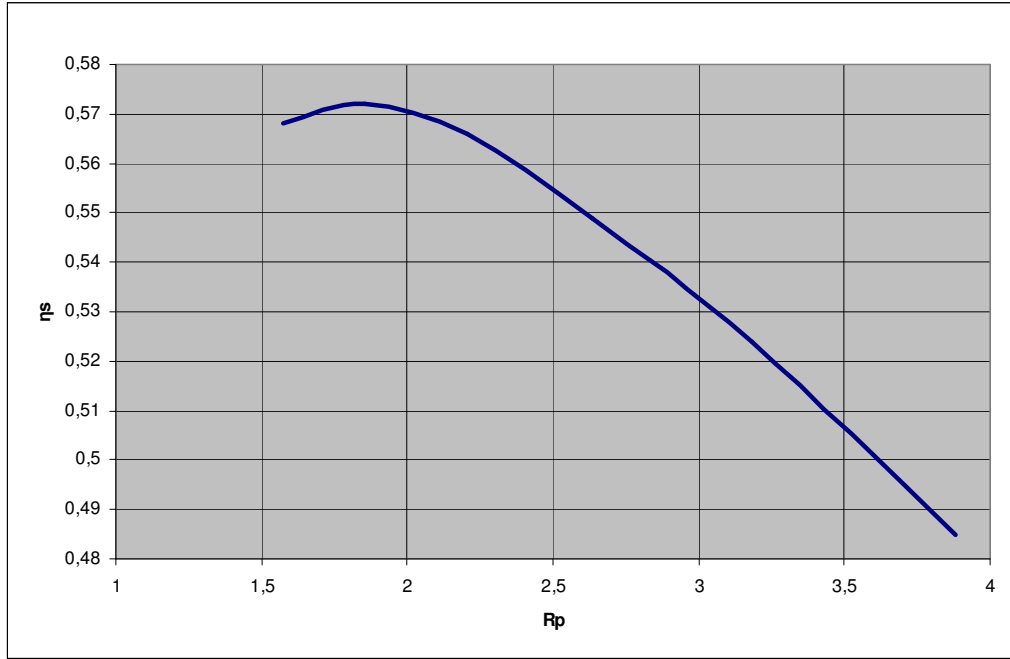
Şekil 5.17 : Alt kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre her iki kademedede dolaşan soğutucu akışkan debileri



Şekil 5.18 : Alt kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için her iki kademedede gerekli kompresör güçleri

Şekil 5.18'de her iki kademenin gereksinim duyduğu net kompresör güçleri görülmektedir. Alt kademedede yoğuşma sıcaklığı arttıkça alt kademe için gerekli net

kompresör gücü artmakta, üst kademe için gerekli kompresör gücü ise azalmaktadır. Bunun başlıca nedeni kaskad ısı değıştiricideki sıcaklık farkının artışıdır. Alt kademedeki yoğunlaşma sıcaklığı sabit kalıp buharlaşma sıcaklığı arttığında ise alt kademe için gerekli kompresör gücü belli bir buharlaşma sıcaklığına kadar artmakta sonra tekrar azalmaktadır fakat üst kademe kompresörünün gerektirdiği net güç buharlaşma sıcaklığının artışıyla artmaktadır.

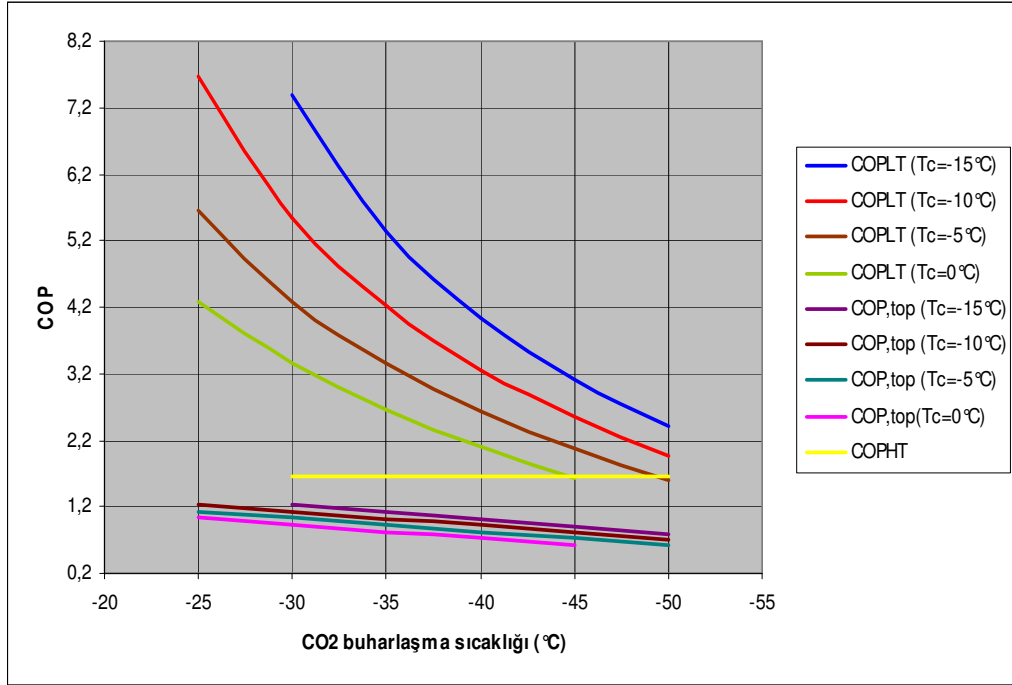


Şekil 5.19 : Tipik bir CO₂ kompresörünün izentropik veriminin değışimi

Şekil 5.19'da kompresörün izentropik veriminin sıkıştırma oranı ile değışimi gösterilmiştir. Alt kademedeki kullanılan kompresörün sıkıştırma oranlarının üst kademedeki kompresör sıkıştırma oranlarına göre yaklaşık dörtte bir oranında olduğu görülmektedir. Bu durum karbondioksitin yüksek hacimsel kapasitesinin bir sonucudur.

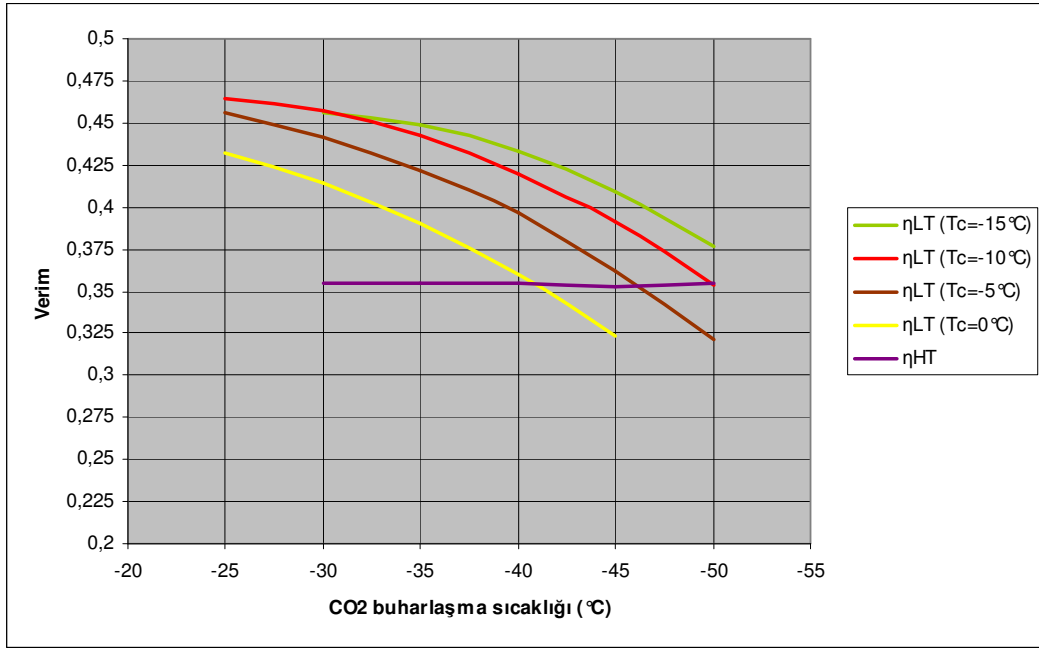
$$\eta_s = 0.0078R_p^3 - 0.0786R_p^2 + 0.2086R_p + 0.4057 \quad (5.19)$$

Eğri uydurma yöntemiyle elde edilen Denklem 5.18 yardımıyla kompresörün izentropik veriminin sıkıştırma oranına göre değışimi hesaplanabilir.



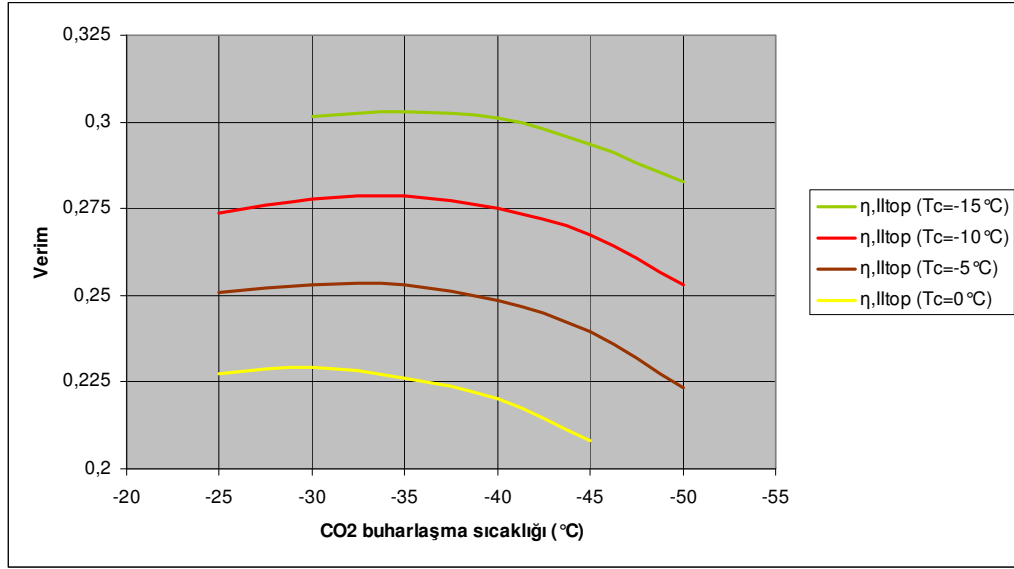
Şekil 5.20 : Alt kademedenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre alt, üst kademe ve toplam soğutma tesir katsayısı değerleri

Şekil 5.20'de COP_{LT} değeri alt kademe soğutma etkinliğini COP_{HT} üst kademe soğutma etkinliğini ve COP_{top} ise kaskad sistemin soğutma etkinliğini göstermektedir. COP_{HT} 'nin değeri 1.662 civarında olup bu değer 0.001 mertebesinde değiştiğinden grafikte yalnızca bir adet eğri ile gösterilmiştir. Alt kademede yoğuşma sıcaklığı arttığında soğutma kapasitesinin azaldığı ve gereksinim duyulan kompresör gücünde artış görüldüğü, Buharlaşma sıcaklığının artışının ise kompresör gücünün belli bir değere kadar artışına daha sonra ise düşüşüne yol açmaktığı daha önce belirtilmişti. Bu nedenle alt kademe soğutma etkinlik katsayısı COP_{LT} her iki değişimle de azalma göstermekle birlikte buharlaşma sıcaklığındaki azalmayla daha keskin bir azalma göstermektedir. Kaskad sisteme ait soğutma tesir katsayısı COP_{top} ise buharlaşma sıcaklığının azalmasıyla ve yoğuşma sıcaklığının artmasıyla doğrusala yakın bir azalma göstermektedir.



Şekil 5.21 : Alt kademenin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre her iki kademedeki verimlerin değişimi

Şekil 5.21'de alt ve üst kademelerin carnot verimleri görülmektedir. Üst kademenin carnot verimi η_{HT} 'nin değeri 0.345 civarında olup 0.001 mertebesinde değiştiğinden bu değerler grafik üzerinde tek bir eğri olarak gösterilmiştir. Alt kademenin carnot verimi η_{LT} , buharlaşma sıcaklığındaki düşüşle ve yoğuşma sıcaklığındaki artışla azalmaktadır. Eğrilerin karakteristiğinden de anlaşılabileceği gibi buharlaşma sıcaklığı azaldıkça verimdeki düşüş daha da keskinleşmektedir.



Şekil 5.22 : Alt kademelerin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına göre tüm sistemin ikinci yasa verimleri

Şekil 5.22 kaskad sistemin çeşitli buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarındaki ikinci yasa verimini göstermektedir. Grafikten de görüldüğü gibi buharlaşma sıcaklığı azaldığında verim bir miktar artmakta ve belli bir değerden sonra azalmaya geçmektedir. Bu grafiğe göre en iyi buharlaşma sıcaklıkları -30 °C ve -35 °C aralığındadır. Yoğuşma sıcaklığı arttıkça da ikinci yasa verimi azalmaktadır. Buna göre en iyi yoğuşma sıcaklığı da -15 °C'dir.

6. SONUÇLAR

Yapılan çalışmada üst kademe için Bock marka HG4/555-4 model kompresör, alt kademe için ise Bock marka HGX12P/60-4 model kompresör esas alınmış, kompresör güçleri ve soğutma kapasiteleri üreticinin yayınladığı katalog verisinden alınmıştır. Buna göre üst kademenin buharlaşma sıcaklığı -15°C ve yoğuşma sıcaklığı 35°C iken alt kademe evaporatörünün soğutma kapasitesi 20.54 kW ile en yüksek değeri vermiştir. Üst kademe buharlaşma sıcaklığı -15°C ile -45°C arasında değişirken soğutma kapasitesi 20.54 kW ile 3.74 kW aralığında, kaskad ısı değiştiriciden geçen ısı 23.22 kW ile 4.23 kW aralığında, üst kademe kondenserin attığı ısı 32.67 kW ile 8.12 kW aralığında, gerekli kompresör gücü 9.45 ile 3.89 aralığında değişmiştir. Kaskad soğutma sisteminin tamamına ait soğutma tesir katsayısı 1.693 ile 0.853 arasında, sistemin tamamına ait ikinci yasa verimi ise 0.375 ile 0.189 arasında değerler almıştır. Buharlaşma sıcaklığının azalmasıyla ve yoğuşma sıcaklığının artmasıyla her üç ısı değiştiricinin kapasitelerinde düşme gözlenmiştir. Kompresörün gereksinim duyduğu güç ise yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığının her ikisinin de azalmasıyla azalmaktadır. Üst kademe kompresörde en iyi izentropik verim değeri 0.711 değeriyle sıkıştırma oranı 10.8 civarındayken elde edilmiştir. Carnot verimi, ikinci yasa verimi ve soğutma etkinlik katsayısını değerlerinin buharlaşma sıcaklığının azalmasıyla ve yoğuşma sıcaklığının artışıyla azalma gösterdiği belirlenmiştir. Aynı incelemeler alt kademe için yapıldığında aşağıdaki sonuçlara varılmıştır.

Karbondioksitin yoğuşma sıcaklığı -15°C olduğunda aynı buharlaşma sıcaklığı için soğutma kapasitesi, soğutma etkinlik katsayısı ile carnot ve ikinci yasa verim değerleri en yüksek, gerekli kompresör gücü ise en düşük değerlerini almaktadır fakat karbondioksit yoğuşma sıcaklığı -15°C iken kompresör üreticisinin katalog verilerine göre buharlaşma sıcaklığı en fazla -30°C olabilmektedir. -10°C ve üstü gibi daha yüksek yoğuşma sıcaklıklarında CO_2 buharlaşma sıcaklığı -25°C 'ye kadar çıkabilmekte ve bu buharlaşma sıcaklıklarında toplam soğutma kapasitesi -15°C yoğuşma ve -30°C buharlaşma sıcaklıklarındaki değerlere göre daha yüksek değerler

alabilmektedir. Fakat bu durumda carnot ve ikinci yasa verimleri ile birlikte toplam soğutma tesir katsayısı değeri düşmektedir. Bu olumsuz durum yoğuşma sıcaklığının -15°C 'ye ve buharlaşma sıcaklığının -30°C 'ye getirilmesiyle birlikte alt kademedeki dolaşan akışkan debisinin arttırılması ve daha fazla akışkan sevkeden bir kompresör kullanımıyla giderilebilir. Bu durumda da üst kademedeki kompresörün, kaskad ısı değiştiricinin ve üst kademe kondenserin de alt kademedeki artışa ayak uydurabilmeleri için kapasitelerinin artması gerekecektir. -15°C yoğuşma ve -30°C ile -50°C arasında değişen buharlaşma sıcaklıklarında kaskad sisteme ait soğutma tesir katsayısı 1.22 ile 0.79 aralığında, sistemin ikinci yasa verimi 0.301 ile 0.282 arasında değişmektedir. CO_2 kompresörünün izentropik verimi ise sıkıştırma oranı 1.8 civarındayken en yüksek değerini almıştır. Bu değer yaklaşık olarak 0.573'tür

Kaskad sistemin her iki kademesi birden değerlendirildiğinde R404A için -15°C 'de buharlaşma ve 35°C 'de yoğuşma karbondioksit için de -25°C 'de buharlaşma ve -15°C yoğuşma en yüksek soğutma tesir katsayısı ve verim değerlerini vermiştir. Kaskad ısı değiştiricide her iki akışkanın sıcaklığı eşit olmasına rağmen faz değişiminden dolayı ısı geçişi meydana gelecektir. Bu çalışmada kaskad ısı değiştiricideki ısı geçişinin sıcaklık farkıyla nasıl değiştiği incelenmemiştir fakat bu konu da incelenmeye değer bir konudur. Yine de CO_2 yoğuşma sıcaklığının R404A buharlaşma sıcaklığından yüksek olmasında fayda vardır. Bu nedenle CO_2 yoğuşma sıcaklığı -15°C 'nin biraz üstüne çıkarılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **ISHRAE**, 2008. Heat exchangers in carbondioxide cascade systems part 1
- [2] **ISHRAE**, 2008. Heat exchangers in carbondioxide cascade systems part 2
- [3] **Pearson, A.B., Cable, P.C.** 2003. A Distribution Warehouse with CO₂ as Refrigerant, *The Proceedings of the 21st IIR International Congress of Refrigeration*, ICR064
- [4] **Blackhurst, D.** 2002. CO₂ vs. NH₃, A Comparison of Two Systems, *The Proceedings of the Institute of Refrigeration*, 2002-03, 2-1
- [5] **Nielsen, P.S., Lund, T.** 2003. Introducing a New Ammonia / CO₂ Concept for Large Fishing Vessels, *2003 Ammonia Refrigeration Conference and Exhibition Technical Papers*, IIR, Technical Paper #11, p.372-374
- [6] **Dopazo J.A., Seara J.F., Sieres J.**, 2008. Theoretical analysis of a CO₂–NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures
- [7] **Getu H.M., Bansal P.K.** 2007. Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system
- [8] **Lee T.S., Liu C.H., Chen T.W.**, 2006. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems
- [9] **Campbell A., Maidment G.G., Missenden J.F.**, 2006. A Natural Refrigeration System for Supermarkets using CO₂ as a Refrigerant. CIBSE National Conference 21-22 March 2006

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Berkan ÇERKEZOĞLU

Doğum Yeri ve Tarihi : İzmit/KOCAELİ 1985

Adres : İzmit/KOCAELİ

Lisans Üniversite : Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine
Mühendisliği Bölümü