

**ALTERNATİF SOĞUTKAN KULLANILAN DOĞRUDAN
GENLEŞMELİ SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE
EVAPORATÖR VE KONDANSER KAPASİTESİNE ETKİ EDEN
PARAMETRELERİN İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Murat BARAZ

DANIŞMAN

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU

METAL EĞİTİMİ

Aralık, 2011

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ

**ALTERNATİF SOĞUTKAN KULLANILAN DOĞRUDAN
GENLEŞMELİ SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE EVAPORATÖR VE
KONDANSER KAPASİTESİNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN
İNCELENMESİ**

Murat BARAZ

DANIŞMAN

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU

METAL EĞİTİMİ

Aralık, 2011

TEZ ONAY SAYFASI

Murat BARAZ tarafından hazırlanan “Alternatif soğutkan kullanılan doğrudan genleşmeli soğutma sistemlerinde evaporatör ve kondanser kapasitesine etki eden parametrelerin incelenmesi” adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 03/02/2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Metal Eğitimi Anabilim Dalı’nda DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU

Başkan	: Prof. Dr. Bedri YÜKSEL Balıkesir Üniversitesi Mühendislik Fakültesi,	İmza
Üye	: Prof. Dr. Cemal OKUYAN Balıkesir Üniversitesi Balıkesir Meslek Yüksek Okulu,	İmza
Üye	: Yrd. Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU Balıkesir Üniversitesi Balıkesir Meslek Yüksek Okulu,	İmza
Üye	: Yrd. Doç. Dr. Ümit YALÇIN Balıkesir Üniversitesi Balıkesir Meslek Yüksek Okulu,	İmza
Üye	: Yrd. Doç. Dr. İsmail UCUN Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi,	İmza

Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun
...../...../..... tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü
Enstitü Müdürü
Prof. Dr. Mevlüt DOĞAN

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM
SAYFASI Afyon Kocatepe
Üniversitesi

**Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak
hazırladığım bu tez çalışmada;**

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

06/02/2012

Murat BARAZ

ÖZET

Doktora Tezi

ALTERNATİF SOĞUTKAN KULLANILAN DOĞRUDAN GENLEŞMELİ SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE EVAPORATÖR VE KONDANSER KAPASİTESİNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Murat BARAZ

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Metal Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU

Bu çalışmada doğrudan genleşmeli sistemlerde alternatif soğutucu akışkanlar kullanılmıştır. R22 alternatiflerinden R422D ve R417A soğutucu akışkanları deneyde kullanılmıştır. Bu gazlar yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu gazların kullanılmasında yağ ve parça değişimi gerekmemektedir. Teorik çalışmada bu gazların performans Duprex 3.2 yazılımı ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar; soğutma tesir katsayısı, soğutucu akışkan debisi, kompresör sıkıştırma işi, basma hattı sıcaklığı, sıkıştırma oranıdır. Bu değerler kendi aralarında karşılaştırılmıştır. Daha sonra deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlarla, teorik çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmanın sonucunda görülmüştür ki, deneysel şartlarında elde edilen sonuçlar ile teorik çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçlar farklılıklar göstermektedir.

Son olarak deneysel çalışmada kullanılan soğutucu akışkanlar için, log p_h diyagramlarının karşılaştırılması yapılmıştır. Dolaylı küresel ısınma etkileri karşılaştırılması yapıldığında ise R422D'nin en yüksek ısınma etkisine sahip olduğu görülmüştür.

2011, xv + 164 sayfa

Anahtar Kelimeler: Alternatif soğutucu akışkan, R422D, R417A, doğrudan genleşmeli soğutma

ABSTRACT

PhD Thesis

ALTERNATIVE, DIRECT EXPANSION COOLING SYSTEMS USED IN REFRIGERANT EVAPORATOR AND CONDENSER EXAMINATION OF THE PARAMETERS THAT AFFECT THE CAPACITY OF

Murat BARAZ

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Education Metal

Supervisor: Yrd. Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU

In this study, an alternative refrigerant used in direct expansion systems. HCFC-22 alternatives, HFC-422D and HFC-417A refrigerants used in the experiment. These gases are widely used. The uses of these gases do not need to change the oil and parts. Theoretical study of these gases were compared with the performance Duprex 3.2 software. The results obtained, the cooling effect coefficient, flow rate of refrigerant, compressor, compression work, discharge line temperature, the compression ratio. These values were compared among themselves. Then the results obtained from experimental studies, compared with results obtained from theoretical studies. As a result of this comparison showed that, as a result of theoretical studies with experimental conditions, the results show differences in the results obtained. Finally, for refrigerants used in the experimental study, log p-h diagrams were compared. Comparison of the indirect effects of global warming when the heating effect is proved to have the highest R422D.

Key Words: alternative refrigerant, HFC-422D, HFC-417A, direct expansion cooling

2011, xv + 164 pages

TEŞEKKÜR

Bu araştırmanın konusu, deneysel çalışmaların yönlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarından dolayı tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU, araştırma ve çalışmam süresince yardımlarını esirgemeyen Sayın Prof. Dr. Bedri YÜKSEL ve Doç. Dr. Nadir İLTEN' ne, her konuda öneri ve eleştirileriyle yardımlarını gördüğüm hocalarıma ve DENEYSAN personeline teşekkür ederim.

Bu araştırma boyunca maddi ve manevi desteklerinden dolayı aileme teşekkür ederim.

Murat BARAZ

AFYONKARAHİSAR, 2011

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Dünyadaki Yasal Düzenlemeler	1
1.2 Avrupa Birliğinin Düzenlemeleri	2
1.2.1 Avrupa Parlamentosu ve Konseyi (EC) 842/2006 No' lu Yönetmeliği (F-Gaz).....	3
1.2.2 Yönerge 2006/40/EC: Avrupa Parlamentosu ve Konseyi'nin 17 Mayıs 2006'daki Motorlu Taşıtlardaki İklimlendirme Sistemlerinden Kaynaklanan Emisyonlarla İlgili ve 70/156/EEC Yönergesinde Değişiklik Yapan Yönerge	6
1.3 Küresel Isınma ve iklim Değişimi ile İlgili Kyoto Protokolü.....	6
1.4 Türkiye'deki Yasal Düzenlemeler.....	7
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	11
3. MEKANİK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	19
3.1 Kompresörler.....	19
3.2 Genleşme Cihazları.....	38
3.3 Yoğuşturucular (Kondenserler).....	46
3.4 Buharlaştırıcılar (Evaporatörler).....	50
4. EVAPORATÖR VE KONDANSER HESAPLARI.....	56
4.1 Yoğuşturucular (Kondanserler).....	56
4.1.1 Hava Soğutmalı Yoğuşturucular	57
4.1.2 Hava Soğutmalı Yoğuşturucu Kapasite Hesabı	74

4.1.3 Hava Soğutmalı Yoğuşturucu Kapasitesine Etki Eden	
Parametreler.....	77
4.1.3.1 Çevre Sıcaklığının Etkisi.....	78
4.1.3.2 Hava Hızının Etkisi.....	80
4.1.3.3 Kanat Sayısının Etkisi.....	82
4.2 Buharlaştırıcılar (Evaporatörler).....	83
4.2.1 Hava Soğutucu Kanatlı Borulu Buharlaştırıcının Kapasite Hesabı.....	88
4.2.1.1 Hava Soğutucu Kanatlı Borulu Buharlaştırıcı Kapasitesine Etki Eden	
Parametreler	93
4.2.1.1.1 Kanat Hat ve Aralığının Etkisi.....	93
4.2.1.1.2 Buharlaşma Sıcaklığının Etkisi.....	94
4.2.1.1.3 Boru Çapının Etkisi.....	95
4.2.1.1.4 Buz Kalınlığının Etkisi.....	96
5. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	98
5.1 Soğutucu Akışkan Tipleri.....	98
5.2 Yaygın Olarak Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Kimyasal İsimleri....	98
5.3 Soğutucu Akışkanların Tanımlanması İçin Uluslararası Standartlar.....	99
5.4 Soğutucu Akışkanların Uygulama Alanları.....	101
5.4.1 Yapay Soğutucu Akışkanlar.....	101
5.4.1.1 (Klordiflormetan; CHClF ₂).....	101
5.4.1.2 R23 (Trifluorometan; CHF ₃).....	103
5.4.1.3 R32 (Diflormetan; CH ₂ F ₂).....	103
5.4.1.4 R123 (1.1-Diklor-2.2.2-trifloroetan; CHCl ₂ CF ₃).....	104
5.4.1.5 R124 (2-Klor-1,1,1,2-tetrafluoretan; CF ₃ CHClF).....	105
5.4.1.6 R125 (Pentafluoretan; CHF ₂ CF ₃).....	106
5.4.1.7 R134a (1.1.1.2-Tetraflor etan; CH ₂ FCF ₃).....	107
5.4.1.8 R143a(1.1.1-Triflor etan; CH ₃ CF ₃).....	108
5.4.1.9 R152a (1.1-Diflor etan; CH ₃ CHF ₂).....	108
5.4.1.10 R227 (1.1.1.2.3.3.3-Heptaflor propan;CF ₃ CHF ₂ CF ₃).....	109
5.4.1.11 R404A (Yakın-azeotrop CHF ₂ CF ₃ /CH ₃ CF ₃ /CH ₂ FCF ₃ =	
%44/52/4).	110

5.4.1.12 R407C (Zeotrop $\text{CH}_2\text{F}_2/\text{CHF}_2\text{CF}_3/\text{CH}_2\text{FCF}_3 =$ ağırlıkça %23/25/52)	112
5.4.1.13 R410A (Yakın-azeotrop $\text{CH}_2\text{F}_2/\text{CHF}_2\text{CF}_3 =$ Ağırlıkça % 50/50)	113
5.4.1.14 R507A (Azeotrope*DA002 $\text{CHF}_2\text{CF}_3/\text{CH}_3\text{CF}_3 =$ Ağırlıkça % 50/50).....	114
5.4.1.15 Solkatherm® SES36 (Azeotrop %65 $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CF}_2\text{CH}_3/$ %35 PFPE)	116
5.4.1.16 R417A(Zeotrop DZ001 $\text{CHF}_2\text{CF}_3/\text{CH}_2\text{FCF}_3/\text{C}_4\text{H}_{10} =$ ağırlıkça %46.6/46.6/3.4)	116
5.4.1.17 R417B (Zeotrop DZ001 $\text{CHF}_2\text{CF}_3/\text{CH}_2\text{FCF}_3/\text{C}_4\text{H}_{10} =$ ağırlıkça %79/18.25/2.75).....	117
5.4.1.18 R420A.....	118
5.4.1.19 R421A.....	119
5.4.1.20 R422A.....	120
5.4.1.21 R422D.....	121
5.4.2 Doğal Soğutucu Akışkanlar.....	121
5.4.2.1 R717 (Amonyak) (NH_3).....	122
5.4.2.2 HC (Hidrokarbonlar).....	122
5.4.2.3 R744 (Karbondioksit).....	123
5.5 Deney Düzenğinde Kullanılacak Soğutucu Akışkanlar ve Özellikleri....	124
5.5.1 R422D.....	124
5.5.2 R417A.....	127
6. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	129
6.1. Deney Seti Genel Tanıtımı.....	128
6.1.1 Komperesör.....	132
6.1.2 Kondenser ve Evaporatör.....	132
6.1.3 Genleşme Valfi.....	133
6.1.4 Emme Hattı Akümülatörü.....	133
6.1.5 Filtre Kurutucu.....	133
6.1 Kurumsal Hesaplamalar	133
6.1.2 Teorik Çalışmalarda Kullanılan Duprex 3.2 Yazılımı.....	133

6.1.3 Soğutucu Akışkanların Maliyet Karşılaştırması	146
6.1.4 Coils 6.5 Yazılımı.....	147
6.2 Sistemde kullanılan kondanselerlerin farklı gazlar için teorik değerleri.....	149
6.4 Deney Sonuçları.....	152
7. SONUÇ VE TARTIŞMA.....	156
8. KAYNAKLAR.....	158
ÖZGEÇMİŞ.....	163

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

1. Simgeler

P	Basınç
V	Hacim
ν	Özgöl hacim
A	Yüzey alanı
m	Kütlesel debi
n_v	Hacimsel verim
C	Boşluk faktörü
W	Güç
η_m	Mekanik verim
η_e	Elektriksel verim
V_s	Kompresör süpürme hacmi
V_{x-x}	Emilen gazın maksimum hacmi
t	Kanat kalınlığı
ϕ	Açı
$L_{uç}$	Sarmal kompresörün ucundan kaçan gaz yüzdesi
Re	Reynold sayısı
Pr	Prandtl sayısı
f	Sürtünme katsayısı
ε	Yüzey pürüzlülük katsayısı
N_s	Akışa göre boru düzeltme katsayısı
R_l, R_2	Ek ısı erişim dirençleri
ρ	Yoğunluk
L	Boru boyu
K_L	Yerel basınç kayıpları
A_{min}	Akış doğrultusundaki minimum serbest akış alanı
C_p	Özgöl ısı
μ	Viskozite
k	Isıl iletim katsayısı
D_H	Hidrolik yarıçap
G	Kütlesel hız
K_c, K_e	Akış daralma ve genişleme katsayıları
ρ_i ve ρ_o	Giriş ve çıkış yoğunluklar
ρ_m	Ortalama yoğunluk
η_0	Kanat verimi
N_f	1 m boru boyundaki kanat sayısı
α_h, α_n	Sıcaklık düzeltme katsayıları
T_b	Kanat dibi sıcaklığı
T_w	Kanat duvar sıcaklığı
ΔP_t	Borulardan dolayı oluşan basınç düşümü
ΔP_f	Kanatlardan dolayı oluşan basınç düşümü
Φ	Alan atış faktörü
Λ	Şevron dalgasının uzunluğu
R_f	Kirlilik faktörü

h_d	İç yüzey taşınım katsayısı
L_1	Kanat yüksekliği
η_f	Kanatçık verimi
$^{\circ}$	Derece
X	Doygunluk derecesi
T_{sat}	Doymuş buharlaşma sıcaklığı
σ^*	Yüzey gerilim kuvveti
C_f	Soğutkan sıvı fazının özgül ısısı
γ	Kinematik vizkozite
h_b	Buharlaşma gizli ısısı

2.Kısaltmalar

HCFC	Hidrokloroflorokarbon
COP	Enerji verimliliği değeri
NH ₃	Amonyak
CO ₂	Karbondiyoksit

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1.1 Açık pistonlu kompresörler.....	19
Şekil 3.1.2 Tam kapalı pistonlu kompresör.....	19
Şekil 3.1.3 Tam kapalı vidalı kompresör.....	20
Şekil 3.1.4 Açık vidalı kompresör gurubu.....	20
Şekil 3.1.5 Tam kapalı sarmal (scroll) tip kompresör.....	20
Şekil 3.1.6 Pistonlu kompresörün P-V diyagramında görünümü.....	21
Şekil 3.1.7 Tek kademeli bir soğutma çevriminin pistonlu kompresörle çalışmasının görünümü.....	24
Şekil 3.1.8 Pistonlu kompresörle beraber çalışan R12 soğutkanlı bir sistemin performans eğrileri.....	24
Şekil 3.1.9a Dönel pistonlu dönel kompresör.....	25
Şekil 3.1.9b Dönel pistonlu dönel kompresörün çalışma evreleri.....	26
Şekil 3.1.10a İki kayar kanatlı dönel kompresör.....	27
Şekil 3.1.10b Dört kayar kanatlı dönel kompresör.....	27
Şekil 3.1.11 Tipik bir dönel pistonlu kompresörün performans eğrileri.	29
Şekil 3.1.12a Sarmal kompresör.....	30
Şekil 3.1.12b Sarmal kompresör kesiti.....	30
Şekil 3.1.13 Sarmal kompresörün spiral hareketi.....	30
Şekil 3.1.14 Sarmal kompresörün P-V diyagramı.....	31
Şekil 3.1.15 Tek vidalı kompresör.....	33
Şekil 3.1.16a Çift vidalı kompresör.....	33
Şekil 3.1.16b Çift vidalı kompresör kesitleri.....	34
Şekil 3.1.17 Çift vidalı kompresörün temel proseslerinin oluşması.....	34
Şekil 3.1.18 Çift vidalı kompresörün vidalarının görünümü.....	34
Şekil 3.1.19 Çift vidalı kompresörün montaj görünümü.....	35
Şekil 3.1.20 Çift vidalı kompresörün R717 (Amonyak) ve R22 için kapasite eğrileri.....	35
Şekil 3.1.21 Santrifüj bir kompresörün kanatlarının görünümü.....	36
Şekil 3.1.22 Manyetik yataklı (tam kapalı) santrifüj bir kompresör.....	36

Şekil 3.1.23 Tek kademeli açık santrifüj bir kompresör.....	37
Şekil 3.2.1 Termostatik genleşme vanasının görünümü.....	39
Şekil 3.2.2 Termostatik genleşme vanasının kesit görünümü ve çalışma prensibi...	39
Şekil 3.2.3 Termostatik genleşme vanasında basınç farkı ve buhar kızgınlık miktarı arasındaki ilişki.....	39
Şekil 3.2.4 Otomatik genleşme vanasının kesit görünümü.....	40
Şekil 3.2.5 Ayırıştırma kabı ve genleşme vanası kontrollü bir genleşme sistemi.....	41
Şekil 3.2.6 Ayırıştırma kabı ve genleşme vanası kontrollü yerçekimiyle sıvı geri akışını sağlayan bir buharlaştırıcının şematik görünümü.....	42
Şekil 3.2.7 Ayırıştırma kabı ve genleşme vanası kontrollü pompayla sıvı geri akışını sağlayan bir buharlaştırıcının şematik görünümü.....	42
Şekil 3.2.8 Termoelektrik genleşme valfi ve bağlantı devresi.....	43
Şekil 3.2.9 Elektronik genleşme valfinin çalışması.....	44
Şekil 3.2.10 Elektronik genleşme valfleri.....	44
Şekil 3.2.11 Kılcal boru.....	45
Şekil 3.2.12 Sabit basınç orifisi.....	46
Şekil 3.3.1 Havalı tip kondenser.....	47
Şekil 3.3.2 Küçük soğutma sistemlerinde kullanılan doğal taşınım hava soğutmalı tip kondenser.....	47
Şekil 3.3.3 İç içe borulu (koaksiyonel) kondenser.....	48
Şekil 3.3.4 Dikey tip kangal borulu kondenser.....	48
Şekil 3.3.5 Gövde boru tipi yoğunlaştırıcı.....	49
Şekil 3.3.6 Kaynaklı levha tipi kondenser.....	49
Şekil 3.3.7 Evaporatif kondenserler.....	50
Şekil 3.4.1 Çok devreli çıplak boru demetli evaporatör.....	51
Şekil 3.4.2 Kanatlı (lamelli) tipi evaporatör.....	52
Şekil 3.4.3 Fannet levha tipi evaporatör.....	52
Şekil 3.4.5 Tipik bir kovan borulu evaporatör.....	53
Şekil 3.4.6 Kangal borulu evaporatör.....	53
Şekil 3.4.7 Sıvı ikincil soğutkanlı bir evaporatör.....	54
Şekil 3.4.8 Sıvı ikincil soğutkanlı gövdeden buharlaştırmalı bir evaporatör.....	54
Şekil 3.4.9 Sıvı ikincil soğutkanlı gövdeden buharlaştırmalı sprej tipi evaporatör...	54

Şekil 3.4.10 Karşı akışlı soğutma kulesi.....	55
Şekil 3.4.11 Çapraz akışlı soğutma kulesi.....	55
Şekil 4.1.1 Boru eksenine dik akış düzenlemeleri.....	59
Şekil 4.1.2 İki sıra borulu ve düz sürekli levha tipi bir havalı ısı değiştiricinin performans eğrisi	63
Şekil 4.1.3 Kanat profil şekli.....	65
Şekil 4.1.4 Üçgen profilde yerleştirilmiş boru profili.....	67
Şekil 4.1.5 Düz ve üçgen boru dizilişi için grafik formu.....	69
Şekil 4.1.6 Sabit olmayan kanat profil diyagramlar.....	71
Şekil 4.1.7 Şevron tipi levha yapısı.....	72
Şekil 4.2.1 Hava soğutma kanatlı borulu yoğunlaştırucu.....	74
Şekil 4.2.2 Hava soğutmalı kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde santimetredeki kanat sayısına göre Re sayısına bağlı olarak $St.Pr^{2/3}$ ün değişimi.....	75
Şekil 4.2.3 Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğunlaştırucuda santimetre kanat sayısı sabit olmak üzere toplam ısı geçiş katsayısının hava hızına göre değişimi	80
Şekil 4.2.4 Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğunlaştırucunun toplam ısı geçiş katsayısının hava hızlarına göre değişimi.....	80
Şekil 4.2.5 Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğunlaştırucuda santimetredeki kanat sayısı sabit olmak üzere toplam ısı geçiş katsayısı ile toplam alanının çarpımının çeşitli hava hızlarına bağlı olarak değişimi.....	81
Şekil 4.2.6 Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğunlaştırucuda sabit hava hızları için toplam ısı geçiş katsayısının santimetredeki kanat sayısına bağlı olarak değişimi.....	82
Şekil 4.3.1 Boru içerisindeki buharlaşma ve ısı transfer mekanizması.....	85
Şekil 4.3.2 Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcı.....	89
Şekil 4.3.3 Hava soğutmalı kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde santimetredeki kanat sayısına göre Re sayısına bağlı olarak $St.Pr^{2/3}$ ün değişimi.....	90
Şekil 4.3.4 Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcı hava hızları sabit olmak üzere, toplam ısı geçiş katsayılarının hatve aralıklarına göre değişimi...	93

Şekil 4.3.5 Hava soğutmalı kanatlı borulu buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısının çeşitli sabit hava hızları için hatve aralığına bağlı olarak değişimi.....	94
Şekil 4.3.6 Hava soğutmalı kanatlı borulu buharlaştırıcıda toplam ısı geçiş katsayısının buharlaşma sıcaklıklarına göre değişimi.....	95
Şekil 4.3.7 Toplam ısı geçiş katsayısının, sabit hava hızı, sabit hatve aralığı ve sabit buharlaşma sıcaklığı için boru çapına bağlı olarak değişimi.....	95
Şekil 4.3.8 İçteki taşınım katsayısının çeşitli soğutucu akışkanlar ve değişik boru çapları için buharlaşma sıcaklıklarına bağlı değişimi.....	96
Şekil 4.3.9 Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcıda toplam ısı geçiş katsayısının buz tabakası kalınlığına göre değişimi.....	97
Şekil 6.1 Deney düzeneğinin genel görünüşü.....	129
Şekil 6.2 Fan, ısıtıcı ve ısı tekeri.....	130
Şekil 6.3 Isı değiştiriciler, hava ve ısı algılayıcılar.....	130
Şekil 6.4 Plakalı ısı değiştirici ve damperler.....	131
Şekil 6.5 Kompresör ve servis noktaları.....	131
Şekil 6.6 Hermetik sarmal kompresör (COPELAND).....	132
Şekil 6.7 Hava soğutmalı kondenser (EK-10).....	133
Şekil 6.8 Duprex genel giriş ekranı.....	134
Şekil 6.9 Duprex genel uyarılar ekranı.....	135
Şekil 6.10 Duprex çevrim seçim ekranı.....	135
Şekil 6.11 Çevrimlere ilişkin genel hesap ve grafik ekranı.....	137
Şekil 6.12 Döngü özellikleri çıkış ekranı.....	137
Şekil 6.13 Döngü özellikleri ve genel hesap sonuçları ekranı	138
Şekil 6.14 Boru hatları hesap ekranı.....	139
Şekil 6.15 (a) Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi şeması.....	141
Şekil 6.15 (b) Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin basınç-entalpi diyagramı.....	142
Şekil 6.16 R22, R417A ve R422D'nin Yoğuşurucu Basınçları (+45°C yoğunlaşma sıcaklığı için).....	143
Şekil 6.17 4.4.2 R22, R417A ve R422D'nin Buharlaşma Basınç ve Sıcaklıkları Değişimi.....	143

Şekil 6.18 R22, R417A ve R422D'nin Soğutma Tesir Katsayılarının (STK) Değişimi.....	144
Şekil 6.19 R22, R417A ve R422D'nin Kütlesel Debi Değişimi.....	144
Şekil 6.20 R22, R417A ve R422D'nin Kompresör Sıkıştırma İş Değişimleri.....	145
Şekil 6.21 R22, R417A ve R422D'nin Basma Hattı Sıcaklıklarının Değişimi (-10°C buharlaşma, 10 K kızgınlık).....	145
Şekil 6.22 R22 R417A ve R422D'nin Sıkıştırma Oranlarının Değişimi.....	146
Şekil 6.23 Soğutucu akışkan maliyet grafiği	147
Şekil 6.24 Coils tasarım programı ana ekran görüntüsü.....	148
Şekil 6.25 Farklı noktalardaki soğutucu akışkan sıcaklık değişimleri.....	153
Şekil 6.26 Emme ve basma hattı basınç değişimleri.....	154
Şekil 6.27 Akışkan debileri değişimleri.....	154
Şekil 6.28 Evaporatör ve kondanser kapasite değişimleri.....	155

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 4.1.1 Boru demetine dik akış katsayıları.....	59
Çizelge 4.1.2 N_s Akışa göre boru düzeltme katsayısı.....	59
Çizelge 5.1 Soğutucu akışkanlar için ASHRAE34 sınıflandırması.....	100
Çizelge 5.2 R422D ve R22 soğutucu akışkanlarının doğrudan genleşmeli sistemlerde performans değerlerinin karşılaştırılması.....	124
Çizelge 5.3 R422D soğutucu akışkanın R22 soğutucu akışkanı ile karşılaştırmalı fiziksel özellikleri	125
Çizelge 5.4 R422D soğutucu akışkanın bileşimi.....	125
Çizelge 5.5 R422D ve R22 soğutucu akışkanın basınç sıcaklık karşılaştırılması.....	126
Çizelge 5.6 R417A ve R22 soğutucu akışkanlarının doğrudan genleşmeli sistemlerde performans değerlerinin karşılaştırılması.....	127
Çizelge 5.7 R417A soğutucu akışkanın R22 soğutucu akışkanı ile karşılaştırmalı fiziksel özellikleri.....	127
Çizelge 5.8 R417A soğutucu akışkanın bileşimi.....	128
Çizelge 5.9 R17A ve R22 soğutucu akışkanın basınç sıcaklık karşılaştırılması.....	128
Çizelge 6.1 Sarmal (scroll) kompresör teknik özellikleri.....	132
Çizelge 6.2 Kondanser ve evaporatör teknik özellikleri.....	132
Çizelge 6.3 Boru hatları hesap sonuçları çizelgesi	140
Çizelge 6.4 Soğutucu akışkan fiyat listesi.....	146
Çizelge 6.5 R22 için teorik veriler.....	149
Çizelge 6.6 R407 için teorik veriler.....	150
Çizelge 6.7 R404A için teorik veriler.....	151
Çizelge 6.8 Kondanser bataryası için farklı soğutucu akışkanlar için ölçüm değerleri ($T_y=45^\circ\text{C}$).....	152

1. GİRİŞ

1.1 Dünyadaki Yasal Düzenlemeler

100 kadar ülke, 1987 yılında Kanada'nın Montreal kentinde, Soğutucu akışkanların üretimi ve kullanımı, Ozon tabakasının korunması, sera etkisinin azaltılması gibi konularda kontrol altına alınması amacıyla ilk defa toplanarak (UNEP 1987) Montreal Protokolü olarak adlandırılan sözleşmeyi hazırlayıp imzalamışlardır. Daha sonrada 1990 yılında Londra'da ve 1992 yılında Kopenhag'da yapılan toplantılarda CFC türü akışkanların üretim ve kullanımıyla ilgili daha sıkı yani önlemler alınmasını gerekli görerek yeni bir takvim üzerinde anlaşmaya varılmıştır. Ülkemizde her iki protokolü imzalamış ve resmi gazetede ilan ederek kanunlaştırılmış bulunmaktadır. Montreal protokolünde 2000 yılı konulmuş olmasına rağmen ABD kongresi aldığı kararla CFC türü soğutkanların üretim ve kullanımını 01.01.1996 'dan itibaren sona erdirmiş bulunmaktadır. Bu, Kopenhag 1992 protokolünde de yer almıştır. Diğer kalkınmış ülkeler de buna uymuşlardır. Ülkemiz kalkınmakta olan ülke statüsünde bulunduğundan belirlenen takvim 10 yıl ertelemeye uygulanacaktır. Bu tarih Montreal protokolüne göre 2010 yılıdır ve Kopenhag protokolü revizyonu ile 2005 yılı sonu şeklinde olmak durumundadır.

Geçiş dönemi diye tanımlanan ve HCFC türü soğutkanların ki, bunlardan en yaygın şekilde kullanılanı HCFC-22 (R-12)'dir, 2030 yılına kadar kullanımını mümkün kılan dönemde Ekipman ve Soğutkan üretiminin gitgide azalan miktarlarda yapılması bir takvime bağlanmıştır. Buna göre;

Kalkınmış ülkeler için:

2004 yılına kadar; o ülke için tespit edilen kapasitenin %65'i

2010 yılına kadar; o ülke için tespit edilen kapasitenin %35'i

2015 yılına kadar; o ülke için tespit edilen kapasitenin %10'u

2020 yılına kadar; o ülke için tespit edilen kapasitenin % 5'i

2030 yılına kadar; o ülke için tespit edilen kapasitenin sıfır seviyesine düşürülmesi gerekmektedir.

Ayrıca, 2010 yılından itibaren yeni HCFC soğutkan üretimi gerektiren hiçbir yeni soğutma ekipmanı imal edilmeyecektir. Ancak, HCFC ile çalışan mevcut soğutma sistemlerinin servis bakım ihtiyacı için kullanılmak üzere HCFC-22 soğutkan üretimi 2020 yılına kadar sürdürülecektir .

Kalkınmakta olan ülkeler için: 2016 yılında HCFC soğutkan üretiminin, tespit edilen üretim seviyesinde dondurulması, 2040 yılında HCFC soğutkan üretiminin tümüyle durdurulması, 2016-2040 yılları arası dönemi için üretimin kısılması oranlarının daha sonra saptanmak üzere açık bırakılması kararlaştırılmıştır (Özko, 1999)

Montreal Protokolü'ne imza atan ülkeler protokolün öngördüğü yaptırımlara ilave olarak kendi ulusal politikaları doğrultusunda yeni programlar geliştirmekte ve uygulamaktadırlar. Bu yüzden her ülkede CFC tüketim miktarlarındaki azalma oranı farklılıklar göstermektedir. Gelişmiş ülkeler grubunda yer alan ABD, Japonya ve AB ülkelerinin 1986-1993 yılları arasındaki CFC içeren soğutucu madde tüketim oranları bu konuya ışık tutacak niteliktedir. 1993-1996 yılları arasında tüketim miktarlarında ABD'de 132 kt'dan 65 kt'ya düşerek %50 azalma, Japonya'da 24.3 kt'dan 17 kt'a düşerek %33 azalma, görülmüştür. Buna karşılık AB ülkelerinde ise bu maddelerin 29.9 kt'dan 35.6 kt'a yükselerek % 20 artma gözlenmiştir. Bu farklılığın başlıca sebebi hükümet programlarındaki büyük farklılıklardan kaynaklanmaktadır. Bazı hükümetler en sert tedbirleri alarak yüksek vergiler koymuşlar, boşluk yaratmayacak yasal düzenlemeler getirmişler, Montreal Protokolü'nün öngördüğü miktarlarında altında bir temin kısıtlaması öngörmüşler ve daha güvenli alternatiflerin kullanımını teşvik etmişlerdir (Koyun 2007).

1.2 Avrupa Birliğinin Düzenlemeleri

Avrupa Birliği, topluluğa üye ülkelerde yasa hükmünde bir seri düzenleme ile Montreal Protokolü'nü yürürlüğe koydu. Orijinal Montreal protokolü Eylül 1988 tarihinde 3322/88 no'lu Avrupa Topluluğu Yasası ile yürürlüğe girdi. Ancak, topluluğa üye ülkeler Protokol'den daha hızlı hareket ettiklerinden, yasalar o günden bu yana birçok kez güncelleştirildi.

Halen yürürlükte olan 2037/2000 no'lu yasa çerçevesinde, geri kazanılmış ve temizlenmiş CFC'nin mevcut cihazlarda yeniden kullanılması Temmuz 2001'de yasaklandı.

HCFC üretiminin aşamalı olarak bırakılması kararı 2001 yılında alındı ve son tarih 2010 olarak belirlendi. 2010 yılından itibaren tesislerde yalnızca geri kazanılmış ve temizlenmiş olan HCFC kullanılabilir ve 2015 yılında HCFC kullanımı tamamen yasaklanacaktır.

2037/2000 no'lu yasa ile HCFC'li yeni sistem ve ürünlerin satışına da belirli sınırlamalar getirildi. Bu sınırlamalar;

- Soğutma kapasitesi 100 kW'dan büyük olan yalnızca soğutma yapan iklimlendirme santrallerinde HCFC kullanılmasının yasaklanması, yürürlük 1 Ocak 2001.
- Soğutma kapasitesi 100 kW'dan küçük olan yalnızca soğutma yapan iklimlendirme santrallerinde HCFC kullanılmasının yasaklanması, yürürlük 1 Temmuz 2002.
- Ters çevrimli ısı pompalı İklimlendirme santrallerinde HCFC kullanımının yasaklanması, yürürlük 1 Ocak 2004 (Keogh 2007).

1.2.1 Avrupa Parlamentosu ve Konseyi (EC) 842/2006 No'lu Yönetmeliği (F-Gaz)

Bu yönetmeliğin hedefi Kyoto Protokolüne uygun olarak florlu gazların sera emisyonlarını azaltarak düşürmeyi hedeflemektedir.

14 Haziran 2006'da Avrupa Birliği tarafından F-Gaz Yönetmeliği ve MAC (Mobile Air Conditioning for passengers) yönergesi yayınlandı.

Yönetmelik HFC'leri, PFC'leri, SF ve onların mobil iklimlendirme cihazları dışındaki tüm uygulamalarını ve yönerge vasıtasıyla Ev Tipi Soğutucuları da kapsamaktadır.

F-Gaz Yönetmeliği ve MAC Yönergesi 14 Haziran 2006'de Avrupa Birliği resmi dergisinde yayınlandı. Yönetmelik 4 Temmuz 2006'da yürürlüğe girdi ve 4 Temmuz 2007'den itibaren çok sayıda ölçümler uygulanacaktır. Buna ilave olarak yasal düzenleme, diğerleri arasında tamamlama için gereken ilave ulusal ölçümleri,

uymayanlar hakkında uygulanacak cezai yaptırımları 4 Temmuz 2008’de tebliğ haline getirecektir.

Kapsam (Madde 3): Bu madde soğutmayı, iklimlendirmeyi (ısı pompaları dahil) ve yangın söndürme cihazlarını kapsar.

Komisyon (Madde 3.7) 4 Temmuz 2007’de kaçakları önlemek üzere kaçak kontrol standartlarını oluşturmuştur.

Miktara bağlı olarak belli aralıklarla sertifikalı personel tarafından aşağıdaki kontroller yapılacaktır:

- a. 3 kg veya daha fazla: 6 kg. daha az soğutkan içeren hermetik sızdırmaz sistemler hariç olmak üzere en az 12 ayda bir.
- b. 30 kg veya daha fazla: 6 ayda bir kez (uygun kaçak kontrol sistemi olması halinde 12 ayda bir)
- c. 300 kg veya daha fazla: En az üç ayda bir kez (uygun kaçak kontrol sistemi bulunanlar için 6 ayda bir kontrol zorunluluğu).

300 kg veya daha büyük cihazlar için kaçak kontrol sistemi en az 12 ayda bir denetlenecektir. Bu durumda yangın söndürme sistemleri 4 Temmuz 2007’den önce, kaçak denetleme sistemlerinin ise 4 Temmuz 2010 yılına kadar tesis edilmesi gerekmektedir.

3 kg’dan fazla soğutkan içeren tüm sistemlerde ürün tipi ve miktarını, gerektiğinde ilave miktarı gösteren ve servis-tamir esnasında geri kazanılan miktarları gösteren bir F-Gaz kitapçığı bulundurulmalıdır. Diğer gerekli olan ilgili bilgiler bir servis firması teknisyeni tarafından periyodik kontroller sonucunda kaydedilecektir.

Geri kazanım (Madde 4): Soğutma, iklimlendirme, ısı pompaları, çözücü maddeler, yangın söndürme ve yüksek voltaj anahtarlama sistemleri geri kazanım sertifikalı personel bulundurmalı, böylece tekrar kullanım, iyileştirme ve imha işlemleri yapılabilmelidir.

Diğer uygulamalar için teknik olarak mümkün olduğunca ve fiyat yönünden oransız olmadığı sürece F-gazlar geri kazanılacaktır.

Eğitim ve sertifikalandırma (Madde 5): Kapsamın gerektirdiği ilgili uygulamalar için Danışma Komitesi (Madde 12.2) 4 Temmuz 2007’de imalatçı, bakımçı ve tamirci personel ve şirketler için karşılıklı mutabakat ile sertifika ve eğitim programları için asgari gerekleri ve şartları hazırlayacaklardır.

Sertifika programları standartlar ve yönetmelikler hakkındaki bilgileri kapsadığı gibi gerektiğinde emisyon önleme ve F-gazların geri kazanımı becerisini de kapsayacaktır.

4 Temmuz 2008 tarihi esas olmak üzere, üye ülkeler kendi eğitim ve sertifika gereklerini kuracaklar ve adapte edecekler ve sertifika konusunda üye diğer ülkelere tavsiyelerde bulunacaklardır.

4 Temmuz 2009 da üye ülkeler, F-gazların dağıtımını üstlenen firmaların ilgili personelini sertifikalandırmış olacaklardır.

Raporlama (Madde 6): Raporlama ozon tabakasını incelten maddelerin raporlamasına benzemektedir. Yılda bir kez yapılabilir ve üreticileri, ihracat ve ithalatçıları kapsar.

Etiketleme (Madde 7): Soğutma, iklimlendirme (ısı pompaları dahil) ve yangın söndürme cihazları, yüksek voltaj anahtarları ve tüm F-gaz tankları etiketlenecektir.

Hermetik sızdırmaz sistemler işaretlenecektir.

Kullanım kontrolü (Madde 8):

1 Ocak 2008: Magnezyum kalıp dökümlerde yıllık 850 kg’dan daha fazla miktar SF yasaklanacaktır. 4 Temmuz 2007: SF’nin araç lastiklerinin şişirilmesinde kullanımı yasaklanacaktır.

1.2.2 Yönerge 2006/40/EC: Avrupa Parlamentosu ve Konseyi'nin 17 Mayıs 2006'daki Motorlu Taşıtlardaki İklimlendirme Sistemlerinden Kaynaklanan Emisyonlarla İlgili ve 70/156/EEC Yönergesinde Değişiklik Yapan Yönerge

Yönerge sadece HFC kullanılan Mobil İklimlendirme sistemlerindeki yolcuları kapsar.

Yürürlüğe Girme (Madde 11): Yönerge 4 Temmuz 2006'da (yayınlandıktan 20 gün sonra) yürürlüğe girmiştir. 4 Temmuz 2008'de (Madde 10) ulusal kanun halinde değiştirilecektir.

Yasal temeli: Avrupa antlaşmasının 95. maddesi

Küresel Isınma Etkisi (Madde 3.8): IPCC'nin üçüncü değerlendirme raporunda yayınlanan küresel ısınma etkisi verileri kullanılacaktır (İnt.Kyn.7).

Yönerge her zaman "iklimlendirme sistemlerinden kaynaklanan florlu sera etkisi yapan gazların küresel ısınma etkisinin 150'den büyük olmasını (HFC-134a olarak yazılabilir) ifade etmektedir.

Uygulama (Madde 7): 4 Temmuz 2007'de komisyon Avrupa Birliği için uygun taşıtlar ve HFC-134'lı iklimlendirme sistemlerine onaylanmış kaçak kontrol testleri için yönetimsel hükümler tanımlamıştır.

Onaylanmış Yöntem Tipleri (Madde 5): Bir yıl sonra tanımlanan yeni taşıt modelleri için onaylanmış kaçak testi tipi, sadece HFC-134a kullanılması kabulü ile 40 g/yıl'dan, çift evaporatör olması halinde 60 g/yıl'dan daha az olmalıdır (Madde 5).

İki yıl sonra aynı kaçak sınırları tüm yeni taşıtlar için geçerli olacaktır.

1 Ocak 2011'de HFC-134a tüm yeni taşıt modellerinin iklimlendirme sistemlerinde yasaklanacaktır.

1 Ocak 2017'de HFC-134a tüm yeni taşıtlarda yasaklanacaktır (İsa 2006).

1.3 Küresel Isınma ve iklim Değişimi ile İlgili Kyoto Protokolü

1980'lerin sonlarındaki kaotik ortam iklim değişimi ile ilgili uluslararası bilinci harekete geçirerek 1992 yılında Brezilya Rio De Janeiro'da Dünya Zirvesi olarak da anılan Birleşmiş Milletler Çevre ve Kalkınma Konferansı (UNCED)'nin toplanmasını sağladı. Dünya Zirvesi'nde 154 ülke, Rio Anlaşması olarak bilinen iklim Değişimi ile ilgili Birleşmiş Milletler Çerçeve Anlaşması (UNFCCC) onayladı.

Bu anlaşma ile gelişmiş ülkeler CO₂ ve diğer sera gazı emisyon oranlarını 2000 yılına kadar 1990 seviyesine çekecekleri konusunda gönüllü olarak taahhütte bulundular. Ancak, bu anlaşma gönüllü olduğu için başarısızlığa uğradı.

Aralık 1997'de 161 ülkeden 2200 delegenin katılımı ile Japonya, Kyoto'da daha başarılı bir anlaşma yapılması için bir girişimde daha bulunuldu. Kyoto Protokolü'nde, 38 gelişmiş ülkeden sera gazı emisyonlarını 2008-2012 yılları arasında ortalama olarak 1990 seviyesinin %5,2 altına indirmeleri istendi. Protokolde gelişmekte olan ülkelere azaltma beklenmiyor, ancak emisyon alışverişine izin veriliyordu. Örneğin, bir ülke sera gazı emisyon limitinin altında ise ekstra emisyon limitini kendi limitini aşmış olan bir ülkeye satabilir. Sera gazı emisyonuna en fazla katkısı olan Amerika Birleşik Devletleri'nin, Kyoto anlaşmasını reddetmesi nedeniyle başarılı olacağı şüphelidir (Keogh 2007).

1.4 Türkiye'deki Yasal Düzenlemeler

Türkiye'deki yasal düzenlemeler kapsamında; Çevre ve Orman Bakanlığı, Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin Azaltılmasına İlişkin Yönetmelik hazırlamıştır. Bu Yönetmelik, ülkemizin taraf olduğu Ozon Tabakasını İncelten Maddelere Dair Montreal Protokolü ve değişiklikleri ile kontrol altına alınan maddelerin kullanılmasına ve bazılarının tüketiminin bir takvim çerçevesinde azaltılarak kullanımdan kaldırılmasına ilişkin usul ve esasları belirtir. Bu yönetmelik, kontrol altına alınan maddelerin dış ticaretini, kullanımını, bu maddelerin ve bu maddeleri içeren ürünlerin piyasaya sunulmasını, 2006 yılı ve sonrası ithalat ve kullanımları ile kamuoyunun bilgilendirilmesini kapsar.

Yönetmelik 20.06.1990 tarihli Ozon Tabakasının dair Viyana Sözleşmesi hükümleri ile 19.12.1991 tarihli Ozon Tabakasını İncelten Maddelere dair Montreal Protokolü hükümlerine paralel hazırlanmıştır.

Montreal Protokolü ve değişiklikleri uyarınca üretim, tüketimi ve ticareti kontrol altına alınan maddelerden, kloroflorkarbonlar, triklorflormetan (CFC-11), diklordiflormetan

(CFC-12), triklorflormetan (CFC-113), diklortetrafloretan (CFC-114), klorpentafloretan (CFC-115) servis amaçlı ithalatı 1.1.2006 tarihinden itibaren tamamen yasaktır.

Yönetmelikle, Ozon Tabakasını incelten maddeleri ithal eden kurum, kuruluş ve ithalatçı firmalar, Çevre Korunması Yönünden Kontrol Altında Tutulan Kimyasallara ilişkin Dış Ticaret Müsteşarlığınca düzenli olarak Resmi Gazetede yayımlanan Dış Ticaret Standardizasyon Tebliği çerçevesinde Bakanlıktan kontrol belgesi almak zorundadır.

Yönetmeliğe göre, Ozon Tabakasını incelten kontrol altına alınmış herhangi bir maddeyi saf veya karışım halinde ithal edenler, yönetmelikte verilen form doldurularak her yıl Şubat ayı sonuna kadar bir önceki yıla ait bilgilerini Bakanlığa göndermeleri gerekir. İthalatçı Firmalar ithal ettikleri maddenin miktarını, menşeyini, alıcısını ve her alıcıya verilen miktarı, alıcının adı ve adresi, son kullanım alanları ve temin edilen ozon tabakasını incelten maddenin satılan miktarı, stok miktarını ve fiyatını da içerecek şekilde kayıt altına alarak her an denetime hazır tutmakla yükümlüdürler. Ozon tabakasını incelten maddelerin dağıtıcıları da aynı dönemler için satışların kayıtlarını tutmak, bunları beş yıl süreyle muhafaza etmek ve her an denetime hazır bulundurmak zorundadırlar.

Yönetmelik yürürlüğe girdiği tarihten itibaren ozon tabakasını incelten Montreal Protokolü ve Değişiklik ile kontrol altına alınan maddelerden herhangi birine üretmek veya bunları üretim yapan yeni tesis kurmak yasaktır. Ozon tabakasını incelten maddeler ve karbon tetra klorür kullanımı bu yönetmelik yayımından sonra sadece laboratuvar ve zorunlu kullanım alanlarının ihtiyaçlarıyla sınırlıdır.

İlgili kurum ve kuruluşlar, yukarıda belirtilen maddelere duyulan bir sonraki yıla ilişkin ihtiyaç miktarları her yıl Ağustos ayı sonuna kadar bakanlığa bildirmek zorundadır. İhtiyaç miktarı Türkiye’de geri kazanılmış madde miktarı dahil edilmeksizin tespit edilir.

Zorunlu kullanım alanları hariç olmak üzere, 01.01.2015 tarihinden itibaren bu Yönetmelikte belirtilen maddelerin yani ozon tabakasını incelten maddelerin Türkiye sınırları içinde servis amaçlı kullanımı yasaktır.

Gümrük Müsteşarlığınca belirlenecek üniversiteler veya kamu kuruluşlarına ait laboratuarda ithalatçı tarafından tüm masrafları ödenerek yaptırılacak, analizlerde ürünlerin bu Yönetmelikteki maddelerde belirtilen ozon tabakasını incelten madde içermediğinin tespit edilmesi gerekmektedir.

Saflık derecesi %99.5, kaynama noktası 20°C nin altında olan ve Montreal Protokolü ve değişiklikleri ile kontrol altına alınan kloroflorokarbonların, Montreal Protokolü ve değişiklikleri ile kontrol altına alınan veya alınmayan diğer kimyasal maddeler ile iç piyasada laboratuvar amaçlı zorunlu kullanılmalarında herhangi bir kısıtlama uygulanmaz.

Soğutucu gazların geri kazanım ve rehabilitasyon cihazlarından geçilerek, yeniden kullanıma sunulan maddelerin saflık özelliklerinin, üretildikleri ve ilk kullanıma sunuldukları andaki fiziksel ve kimyasal özellikleri ile aynı olması zorunludur (Resmi Gazete 2006).

Yine, Türkiye'deki yasal düzenlemeler kapsamında; Dış Ticaret Müsteşarlığı, Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin İthaline İlişkin Tebliğ hazırlamıştır. Bu Tebliğin amacı, Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin ithaline ilişkin usul ve esasları düzenler. Tebliğ, Montreal Protokolü'nün Kopenhag değişiklikleri uyarınca, Kopenhag değişikliklerine taraf olmayan ülkelerden ve Montreal Protokolü'nün Pekin değişiklikleri uyarınca, Pekin değişikliklerine taraf olmayan ülkelerden bazı eşyaların (Freon-11, Freon-12, karbon tetra klorür, metil kloroform, bromometan, HCFC-21, HCFC-22, HCFC-123, HCFC-124 v.b.) ithalatının yapılamayacağını belirtir. Ancak bu eşyaların zorunlu kullanım alanlarının ihtiyaçları için belirli ülkelerden (aynı tebliğde bildirilen ülkelerden) ithali Çevre ve Orman Bakanlığı iznine göre yapılacağını anlatır. Ek olarak Metil bromür gibi maddelerin, zirai karantina, taşıma öncesi kullanımı ve laboratuvar amaçlı ithalatı Tarım ve Köy işleri Bakanlığı iznine göre yapılacağını da söyler (Resmi Gazete 2006).

Yapılan çalışmada eğitim amaçlı geliştirilen bir ısı geri kazanım cihazı üzerinde farklı alternatif kullanılarak deneyler yapılmıştır. Deneysel çalışmada R22, R422D ve R417A

kullanılmıştır. Deneysel çalışmalar öncesinde teorik ve deneysel sonuçların karşılaştırılabilmesi için bu soğutucu akışkanların performans analizleri DUPREX 3.2 yazılımı kullanılarak tek kademeli bir soğutma çevrimi için hesaplanmıştır. Elde edilen değerler grafikler halinde çıkarılmıştır. Öncelikle soğutma performansları anlamında deney düzeneğine geçilmeden buradan karşılaştırmalar yapılmış bu noktada elde edilen sonuçlarda en düşük değere R22'nin en yüksek değere ise R422D'nin ulaştığı gözlenmiştir. Elde edilen değerler grafiklere aktarılmış görsel anlamda bir karşılaştırma imkanı da sağlanmıştır.

Teorik olarak yapılan çalışmalar sonrasında gazların deneysel olarak karşılaştırılmasına geçilmiştir. Bu deney çalışmasında sırasıyla R22, R422D ve R417A soğutucu akışkanları sisteme basılarak sistem devreye alınmıştır. Sistem içersine gaz basılması esnasında tüpler içersinde gaz miktarları kontrol edilerek her deney için aynı miktarda sisteme gaz basılmıştır. Sisteme gaz basılması sonrasında sistemin dengeye gelebilmesi için bir süre beklenmiş değerlerin değişimlerinin kısa skalalarda olduğu görüldükten sonra değerler alınmıştır.

Sisteme basılan gazın yanı sıra değerler alınırken kızgınlık değerinin de birbirine yakın değerler olması için gerekli ayarlamalar sistem üzerinden yapılmıştır. Yaklaşık olarak kızgınlık değerinin dört kabul edilerek deneyler gerçekleştirilmiştir.

Sistem üzerindeki farklı noktalara yerleştirilmiş algılayıcılarla soğutma kapasitesi için gerekli değerler alınmıştır. Bu değerler teorik çalışmada olduğu gibi tablolar haline getirilmiş grafiksel olarak karşılaştırmalar yapılmıştır.

Alınan değerleri şu şekilde sıralayabiliriz.

- Emme, basma, sıvı, genleşme hattı ve evaporatör çıkış sıcaklıkları
- Emme ve basma hattı basınçları
- Soğutucu akışkan debisi
- Evaporatör ve kondanser kapasitesi

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Esen ve Hoşöz tarafından yapılan bir diğer çalışmada R134A soğutucu akışkanını kullanarak otomobil klimalarında enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Bu çalışmada farklı çalışma şartlarında sistem performansları incelenmiştir. Artan kompresör devrinin sistem performansında azalmaya neden olduğu görülmüştür. Aynı zamanda aynı soğutma yükleri için artan kompresör hızlarında soğutma tesir katsayısının da düştüğü görülmüştür. Son olarak artan evaporatör yükü ile kompresör devri artmasının yanında yoğuşma sıcaklığı azaldığı görülmüştür (Esen ve Hoşöz 2006).

Torrella vd. yaptıkları çalışmada R22 alternatiflerinden R417A ve R422D gazlarını bir merkezi HVAC sisteminin çiller grubunda kullanmışlardır. Çalışmada enerji performansları üzerinde durulmuştur. Her deneme için gerçek şartlar uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlarda evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıklarının her soğutucu akışkan için farklı olduğu, bu farklılığında farklı basınç ve kompresör dönüşlerini oluşturduğu sonucuna varılmıştır (Torrella vd. 2010).

Özcan ve Arcaklıoğlu, alternatif soğutucu akışkan olarak hidrokarbonların kullanılmasına yönelik yapılan deneysel çalışmalarında genel olarak bir değerlemede bulunmuşlardır. Yapılan derlemede yalnızca HC kullanılan deneylerde her ne kadar yüksek performans etkenliği değerleri elde edilse de yüksek enerji tüketimi saf hidrokarbonları dezavantajlı alternatifler olarak göstermektedir. HFC/HC karışımları ve HC karışımları kısa ve uzun vadede saf hidrokarbonlara göre daha iyi alternatiflerdir sonucuna ulaşılmıştır (Özcan ve Arcaklıoğlu 2011).

Stewart vd. tarafından yapılan çalışmada ise 2010 yılı itibariyle kullanımı yasaklanan R22 gazının yerini alabilecek gazlar için sistemler üzerindeki değişimler optimizasyon şartları içersinde incelenmiştir. Bu anlamda güçlü bir aday olan R410A gazının sistem içersinde kullanılabilmesi için sistemde ne tür dizayn değişimleri olması gerektiği üzerinde durulmuştur (Stewart vd. 2002).

Gerlach ve Newell tarafından yapılan çalışmada ise çift evaporatörlü bir soğutma sisteminde performans testleri yapılarak simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu değerler

tecrübelere dayanarak ve sayısal simülasyonu yapılarak incelenmiştir. Bu çalışmada sadece seri bağlantılı taze gıda evaporatörü ve dondurucu evaporatörü basınç düşümleri olmaksızın kullanılmıştır. Bu modelde yapılan simülasyonla soğutucunun orijinal dizaynı ve daha büyük evaporatör ve daha küçük evaporatör ile performansı değerlendirilmiştir (Gerlach ve Newell 2009).

Atik tarafından yapılan çalışmada direkt genleşmeli evaporatörün yapay sinir ağları ile modellenmesi yapılmıştır. Bu çalışmada iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde kullanılan evaporatör kapasitesinin hesabı ve bu değeri sağlayan cihazın seçiminin sistem verimi üzerinde önemi üzerinde durulmuştur. Bir evaporatörün soğutma kapasitesi hesaplanmasında; hava geçiş kesit alanı, hava hızı, soğutucu akışkan sıcaklığı, boru çapı, boru sıra sayısı, kanatçık yapısı ve aralıkları vb. değerlere bağlı olduğu vurgulanmıştır. Bu çalışmada farklı hava geçiş kesit alanı, boru sıra sayısı ve hava hızları için düzenlenmiş evaporatör seçim tablosu; mimarisi bu işlem için tasarlanmıştır (Atik 2004).

Kırmacı ve Özdemir, tarafından soğuk depoların soğutma sisteminde kullanılan R407c alternatif soğutucu akışkana göre sistem eleman kapasitelerinin bilgisayar programıyla belirlenmesi konulu yapılan çalışmada R 407c alternatif soğutucu akışkan kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde bulunan kompresör, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcının kapasite hesaplamalarını yapan bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Bu program ile soğuk depolarda muhafaza edilecek meyve ve et çeşidine göre soğuk depo sistem elemanlarının kapasitesi kısa sürede ve kolaylıkla belirlenebilmektedir (Kırmacı ve Özdemir 2006).

Korun tarafından yapılan çalışmada ise iklimlendirme sistemlerindeki soğutma grupları tipinin seçim esasları üzerinde durulmuş, iklimlendirme sistemlerinin ana elemanları olan soğutma guruplarının sisteme uyumlulukları incelenmiştir. Bu noktada seçim kriteri olarak, sistemin çalışma ömrü, enerji geri kazanımı, işletme kolaylığı, bakım rahatlığı ve çalışma emniyeti bakımından değerlendirilmiştir. Bu gün en çok kullanılan sistemlere uygun soğutma grupları tercih kıstasları bu çalışmada belirlenmeye çalışılmıştır (Korun 2008).

Parmaksızoğlu ve Çeteci yaptıkları çalışmalarda ısı değiştirici tasarımı, üzerinde durulmuştur. Bu çalışmada, gövde - boru tipi ısı değiştiricisi ile hava – su, soğutucu ve ısıtıcı serpantin tipi ısı değiştiricileri için matematiksel modeller geliştirilmiş ve bunların çözümünü elde eden bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Optimum ısı değiştiricisi boyutlarına ulaşmak için standartlara da uyularak ısı ve maliyet hesapları yapılmıştır (Parmaksızoğlu ve Çeteci 2006).

Kabul, alternatif soğutucu akışkan kullanılan bir soğutma sisteminde termodinamik ve ısı transferinin teorik ve deneysel olarak incelenmesi konulu tez çalışmasında, soğutucu akışkan olarak R404A'nın kullanıldığı kompresörlü soğutma sisteminde gövde – borulu ısı değiştiricinin akış halinde kaynama esnasındaki toplam ısı transfer katsayısının değişiminin sistem parametrelerine göre analizi yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda analizlerin yapılabilmesi için deneysel bir sistem kurulmuş ve evaporatör basıncı ve sıcaklığının, soğutucu akışkan debisinin, ısı akışının ve soğutma suyu debisinin toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir (Kabul 2008)

Özkaya vd., yaptıkları çalışmada R-134a veya R-22 kullanılarak imal edilen ev tipi soğutucularda, sistemde hiçbir değişiklik yapılmadan R-134a, R-404a ve R-407c kullanılmış, ayrı ayrı performansları ölçülmüş ve performans katsayıları hesaplanmıştır. Bu çalışmayı gerçekleştirmek için bir test odası hazırlanmış ve performans deneyleri bu test odasında yapılmıştır. Deneylerden elde edilen sonuçlara göre yapılan değerlendirmeler sonunda R-134a soğutucu akışkanının R-404a ve R-407c akışkanlarına göre daha uygun olduğu, R-404a ve R-407c soğutucu akışkanlarının yüksek basınçlı sistemlerde daha verimli olacağı tespit edilmiştir (Özkaya vd. 2009)

Kızılkın tarafından yapılan alternatif soğutucu akışkanlı değişen hızlı kompresörlü bir soğutma sisteminin teorik ve deneysel incelenmesi konulu tez çalışmasında buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminde kompresör hızının frekans düzenleyici sayesinde değiştirilerek farklı soğutma yükleri için sistem performansları teorik ve deneysel olarak incelenmiştir (Kızılkın 2008).

Kırmacı ve Özdemir tarafından yapılan soğuk depolar için R404A alternatif soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırımlı soğutma sistem eleman kapasitelerinin bilgisayar programıyla belirlenmesi konulu çalışmada ise, R404A alternatif soğutucu akışkanla kullanılan buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde bulunan kompresör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcının kapasite hesaplamalarını yapan bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Bu program ile soğuk depolarda muhafaza edilecek et çeşidine göre soğuk depo sistem elemanlarının kapasitesi kısa sürede ve kolaylıkla belirlenebilmektedir (Kırmacı ve Özdemir 2006).

Ataer vd. tarafından yapılan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri için soğutucu akışkan seçimi konulu çalışmada, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kullanılabilecek ozon tabakasını etkilemeyen soğutucu akışkanlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma için R134a, R 404A, R 407A, R 410a, R 507 ve R 290 (Propan) alternatif akışkanlar olarak seçilmiş ve bu soğutucu akışkanlar için tek kademeli bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Farklı alternatif soğutucu akışkanlar ve yoğuşturucu sıcaklıkları için, soğutma çevriminin basınç oranı, kompresör gücü, soğutucu akışkan kütle debisi, etkinlik katsayısı (COP), yoğuşturucu kapasitesinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi grafikler halinde verilmiştir (Ataer vd. 2001).

Acül tarafından hazırlanan kanatlı borulu tip hava soğutmalı kondenserler ve sistem enerji verimliliğine etkisi konulu çalışmada, hava soğutmalı kondenserlerde enerji verimliliğini artırıcı uygulamalar hakkında detaylı ve karşılaştırmalı bilgiler bu alanda uygulanan en son standartlar ışığında aktarılmış soğutma tesisatında enerji verimliliği üzerinde durulmuştur (Acül 2008).

Keogh tarafından hazırlanan paket tip su soğutma gruplarında R410A kullanımı konulu çalışmada çevresel etkenler, çevreyle ilgili düzenlemeler üzerinde durulmuş buna bağlı olarak soğutucu akışkan performansları tek bileşenlilerde, karışımlarda ele alınmış son olarak R410A için su soğutma gurubu tasarımı yapılmıştır (Keogh 2009).

Bulgurcu vd. tarafından yapılan çalışmada, soğutucu akışkanların çevresel etkileri ile ilgili yeni yasal düzenlemeler ve hedefler konulu çalışmada soğutucu akışkanların

anlaşmalarla kısıtlama süreçlerinden bahsedilmiştir. Son dönemde kullanılan soğutucu akışkanlar üzerinde durulmuş bunun yanı sıra tasarım, üretim, servis ve bakımlarda alınacak önlemler aktarılmıştır (Bulgurcu vd. 2009).

HCFC22, iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde, ısı pompalarında geçmişten bu yana başarılı bir şekilde kullanılmaktadır. HCFC22 gazlarının ozon tüketim potansiyelleri 0.055 ve bu nedenledir ki Montreal protokolünde HCFC22 gazlarının azaltılması kararı alınması neticesinde 1996 yılından başlayarak gelişmiş ülkelerde HCFC üretimlerinde düzenlemelere gidilmiştir (Montreal protokolü 1987).

Montreal protokolünde yapılan düzenlemeleri desteklemek amacıyla HCFC22 alternatifleri konusunda yapılan birkaç yıl öncesindeki araştırmada HCFC22 alternatifleri konusunda önerilerde bulunulmuş (Radermacher ve Jung 1993 - Cavallini 1996) ve bu konuda testler gerçekleştirilmiştir (Jung , Song ve Park 2000).

Domanski ve Didion dokuz farklı HCFC22'ye alternatif gaz üzerinde çalışmış ve COP değerlerinin hiçbirinin HCFC22'nin COP değerini aşmadığı konusunda bilgi verilmiştir (Domanski ve Didion 1993).

Chen vd. yaptıkları araştırmada hidrokarbon soğutucu akışkan karışımlarını, soğutucu sistemlerde ve ısı pompalarında kullanmıştır. Bu karışımlardan HC-290 ve HC-600 yüksek COP değerleri vermiş fakat bu karışımlardan çok azının düşük volumetrik soğutma kapasitesine sahip oldukları bildirilmiştir (Chen vd. 1994).

Devotta vd., yaptığı çalışmada klimalar için HCFC22'ye alternatif olarak seçilen akışkanlardan R407C'nin en iyi aday olduğu bildirilmiştir (Devotta vd. 2001).

R407C zeotropic bir karışım olarak sistem içerisinde destinasyonlara neden olabilir. Bunun yanı sıra ısı değıştircilerinde, ısı transferlerinde düşmenin yanı sıra performansında da düşüşe neden olabilir (Didion , Bivens 1990).

Jabraj vd. yaptıkları çalışmada HCFC407C ile polyester yağların mineral yağların yerine kullanılması gerektiğini belirtmiş. Bu polyester yağlar birkaç döngüde kullanıldığında mineral veya alkali benzen yağlar karışık olarak yeterli miktarda kompresöre dönüş yapmayacaktır, bu nedenle yüksek maliyetlerin yanı sıra yüzeyle olan temaslarda tahrişlere neden olacağını belirtmiştir (Jabraj vd. 2007).

Chen çalışmasında, R407C'nin çalışma etkisinin klimada düşük ancak kararlılığı güçlü olacağı garanti edilmektedir; bundan dolayıdır ki Avrupa ülkelerinde R410A'ya bir yönelim oluşmuştur. Gelecekte bu süreçte R410A'nın yeni sistemlere adaptesi sağlanacak ve R407C var olan sistemlerden uzaklaşacaktır (Calm , Domanski 2004).

Park ve Ju HCFC22 yerine konmuş konut iklimlendirmesinde iki saf hidrokarbonun ve propilen (R1270), propan (R290), HFC152a ve dietil eter (RE170) karışımından oluşan yedi karışımın termodinamik performansları incelemiştir (Park ve Ju 2007).

Ferreira vd. çalışmalarında HCFC22 ile çalışan üç örnek soğutucu modelinde ekserji noktalarının görünüşü ve toplam ekserji düşüşünün fark kombinasyonlarındaki kompresör ekserji düşüşleri üzerinde durulmuştur. Kompresörde meydana gelen ekserji düşüşlerinin toplam ekserji düşüşleri içerisinde uygulamada kompresörün çalışması esnasında ihmal edilebileceği ve izentropik verimin %60'dan daha yüksek olacağı belirtilmiştir (Ferreira vd. 1999).

Stegou vd. çalışmalarında tek aşamalı buhar çevriminde tersinmez bir analiz R404A, R410A, R410B ve R507 soğutucu akışkan karışımları gerçekleştirilmiştir (Stegou vd.2005).

Sencan vd. çalışmalarında birinci ve ikinci yasaları, R134a, R407C ve R410A performanslarını yapay sinir ağları metodu kullanılarak ve kondanser, evaporatör sıcaklıklarının güçlü etkisinin COP ve tersinmezliği etkisi üzerinde durulmuştur (Sencan vd. 2005)

Apra vd. çalışmalarında R22 ve bunun yerine geçebilecek alternatif gaz olarak R407, R417A ve R507 için buhar soğutmalı kompresör ekserjik analizi yapmıştır. Bu analizde soğutma kapasitesinin motor hızına bağlı olarak değiştiği görülmüştür. Bu sonuçlardan R407C için alınan değerlerin R22'ye göre değişik hız değerlerinde daha uygun olduğu gözlenmiştir (Apra vd. 2003).

Apra ve Renno çalışmalarında buhar sıkıştırmalı sistemlerde örneğin su çilleri ve ısı pompası uygulamalarında HCFC22 ve bunun yerine geçebilecek R417A (R125/R134a/R600 Kütleli olarak % 46.6/50/3.4) kullanmıştır. Elde edilen sonuçlarda COP ve ekserjik işletme verimleri sistemde HCFC22' nin kullanımlarına göre daha yüksek değerlere ulaştığı gözlenmiştir (Apra ve Renno 2004).

Kabul vd. yaptıkları çalışmada buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri üzerinde enerji ve ekserji analizini sistem içerisindeki ısı değıştiricilerde izobutan (R600a) kullanarak yapmıştır. Elde edilen sonuçlarda evaporatör sıcaklıklarının enerji ve ekserji değerleri üzerinde güçlü etkileri olduğu gözlenmiştir (Kabul vd. 2008).

Kopac ve Zemher çalışmalarında kullandıkları ekserji metodu buhar sıkıştırmalı soğutma döngülerinde NH₃, R12, HCFC22 ve HCFC134a ile değışken doyma sıcaklıklarında evaporatör ve kondanselerde uygulanmasıdır. Buradan elde edilen sonuçlar ise doyma sıcaklıklarında kondanser ve evaporatörlerde COP, kondanser veriminde güçlü düşmelere neden olduğu bunun yanında evaporatör ve tüm sistem üzerinde oransal etkilere neden olduğu gözlenmiş fakat verim düşüş etkisinin diğerelemanlara nazaran bu akışkanlarda daha az olduğu gözlenmiştir (Kopac ve Zemher 2006).

Son dönemde HCFC22'ye alternatif olarak listenin üstüne eklenen gazlar R422A, R422B, R422C ve R422D' dir. Amerikan çevre koruma ajansının yayınladığı raporda bu soğutucu akışkanların ev uygulamalarında ve ticari havalandırma uygulanabileceği bildirilmiştir (İnternet kaynağı 1).

R422 serisi soğutucu akışkanlar benzer karışımlar değişim yüzdesi Tablo I’de verilmiş termofiziksel ve çevresel karakterleri burada belirtilmiştir. Küresel ısınma potansiyelleri bu gazların HCFC22’ye göre daha yüksektir. Bu nedenledir ki bu soğutucu akışkanlar sadece geçici bir çözüm olarak HCFC22’ ye karşı izin verilebilir (İnternet kaynağı 2).

Spatz yaptığı çalışmada düşük sıcaklık uygulamalarında %25’den daha düşük kapasitelerde ve %10’dan daha düşük soğutma uygulamalarında kullanılacağını belirtmiştir (Spatz 2004).

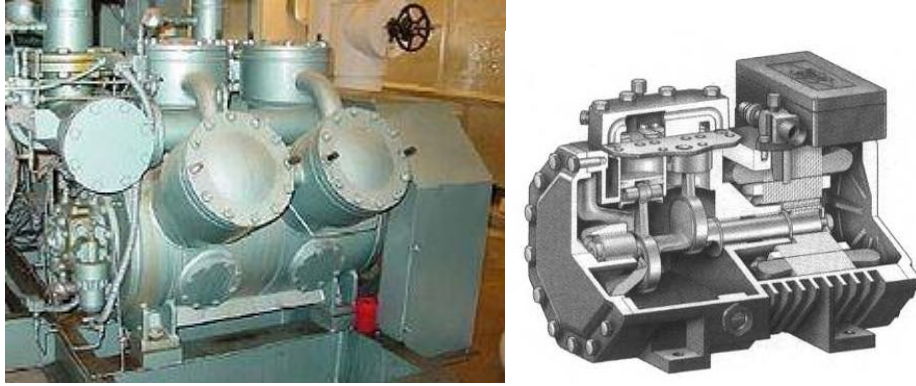
M/s Copeland firması R422A’nın HCFC22’ye göre %10-15 arasında düşük kapasitesi de olduğunu ve R404A’nın özellikle düşük sıcaklık uygulamalarında uygun olduğunu belirtmiştir. Kütle akış değerinin R422A’nın R404A’ya göre iki katı gibi bir değer alacağı ve HCFC22’ ye göre %55 daha fazla olacağını belirtmiştir. Operasyon basınçları R422A ile R404A benzer olacak HCFC22’den %20 dolaylarında yüksek olacağı görülmüştür. Bunun yanında sıcaklıktaki kaymaların performans değeri üzerinde etkisinin çok olmayacağı üzerinde durulmuştur (İnternet kaynağı 3).

Akhilesh ve Sachadev HCFC22 alternatif olarak R422 serisi soğutucu gazların termodinamiksel analizi konulu çalışmasında Redprod 7.0 isimli bir programda hesaplamalar yapmıştır. Parametre olarak da volimetrik soğutma kapasitesi, kompresör çıkış sıcaklığı, COP, ekserjik verim ve verimdeki azalmalar alınmıştır. Elde edilen sonuçlarda HCFC22 için ekserjik verimin R422 serisinde daha yüksek çıktığı görülmüştür. Bunun yanı sıra sistem elemanları üzerinde verim artışları da gözlenmiştir. (Akhilesh ve Sachadev 2009)

3. MEKANİK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMLERİ

3.1 Kompresörler

Kompresörler standart soğutma çevriminin soğutkan basıncı sağlama ekipmanlarıdır. Soğutma sistemlerinde soğutkanın zaman içindeki kaybı önemli bir problemdir. Günümüzde oldukça gelişmiş mekanik salmastralar dizayn edilmiştir ve soğutkan kaybı oldukça azaltılmıştır, ancak tamamen engellenemez. Soğutma sistemlerinin uzun süreler bakım görmeden çalışması önemlidir. Bu yüzden tamamen kapalı kompresör sistemleri geliştirilmiştir. Ancak bunlar göreceli olarak küçük sistem uygulamalarında kullanılırlar. Çok büyük sistemlerde yine açık kompresörler kullanılır. Soğutkan kompresörleri genellikle piston silindir, dönel piston, vidalı kompresör ve sarmal kompresör tiplerindedir. Turbo kompresörlerin çok yaygın kullanımı yoktur.



Şekil 3.1.1 Açık pistonlu kompresörler



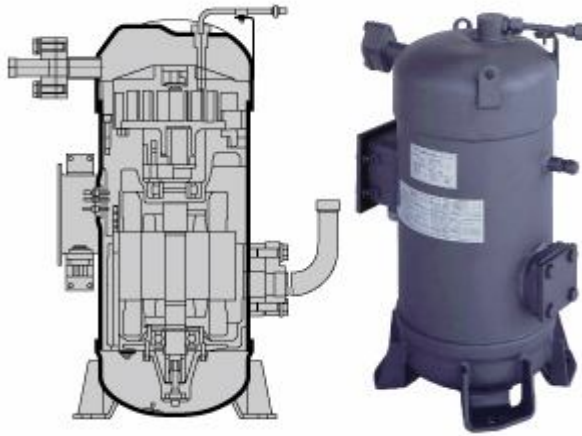
Şekil 3.1.2 Tam kapalı pistonlu kompresör



Şekil 3.1.3 Tam kapalı vidalı kompresör



Şekil 3.1.4 Açık vidalı kompresör gurubu



Şekil 3.1.5 Tam kapalı sarmal (scroll) tip kompresör

Piston silindir sistemli kompresörlerden başlayarak bir termodinamik aygıt olarak kompresörleri inceleyelim. Alttaki şekil piston silindirli bir kompresörün sıkıştırma prosesini göstermektedir. b de c'ye sıkıştırma prosesi için genel politropik prosesin oluştuğunu varsayalım. $PV^n = \text{sabit}$ denkleminin uyumlu olarak sıkıştırma gerçekleşecektir. Bu proses için;

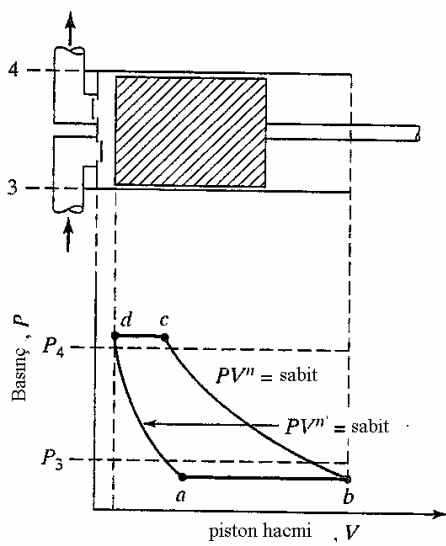
$$P_b v_b^n = P_c v_c^n \quad (3.1.1)$$

Ancak sıkıştırma sonunda gazın hepsini silindirden atamayız. Az miktarda gaz silindirimizde kalır. Piston tekrar geriye giderken bu gaz genişler. Bu genişlemenin denklemi $PV^{n'} = \text{sabit}$ şeklinde gerçekleşir.

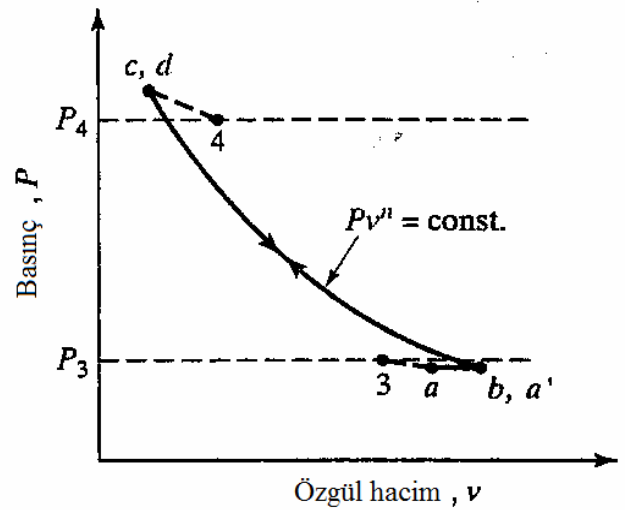
Bu proses için

$$P_d v_d^{n'} = P_c v_c^{n'} \quad (3.1.2)$$

yazılabilir.



a) Genel olarak piston silindir prosesi



b) Giriş Çıkış Kayıpları

Şekil 3.1.6 Pistonlu kompresörün P-V diyagramında görünümü (A. ÇOBAN 2009)

Bir çevrimde pistondan dışarıya verilen kütleli debi:

$$m = \frac{V_b}{v_b} - \frac{V_a}{v_a} = \frac{V_b - V_a}{v_b} \quad (3.1.3)$$

Bir piston silindirik kompresörde hacimsel verim kompresörün gerçek olarak pompaladığı kütleli debinin teorik olarak aktarabileceği maksimum kütleli debiye oranı olarak tanımlanır.

$$\eta_v = \frac{(V_b - V_a)v_3}{(V_b - V_d)v_b} \quad (3.1.4)$$

Aynı zamanda

$$V_b - V_a = (V_b - V_d) - (V_a - V_d) \quad (3.1.5)$$

$$V_a = V_d \left(\frac{P_d}{P_a} \right)^{1/n} = V_d \left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{1/n} \quad (3.1.6)$$

Bir silindir boşluk faktörü tanımlayacak olursak:

$$C = \frac{V_d}{V_b - V_d} \quad (3.1.7)$$

$$\frac{V_b - V_a}{V_b - V_d} = 1 + C - C \left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{1/n} \quad (3.1.8)$$

bu durumda hacimsel verim

$$\eta_v = \left[1 + C - C \left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{1/n} \right] \frac{v_3}{v_b} \quad (3.1.9)$$

Hacimsel verimin temel tanımından

$$\eta_v = \frac{mv_3}{C.D.} \quad (3.1.10)$$

burada ki C.D. piston süpürme hacmidir. M kütleli debidir.

Bu durumda kütleli debi için

$$m = \left[1 + C - C \left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{1/n} \right] \frac{C.D.}{v_b} = \frac{\eta_v C.D.}{v_b} \quad (3.1.11)$$

Pistonlu kompresörler için n politropik genişleme katsayısını R22 için 1.12 Amonyak için 1.29 alabiliriz.

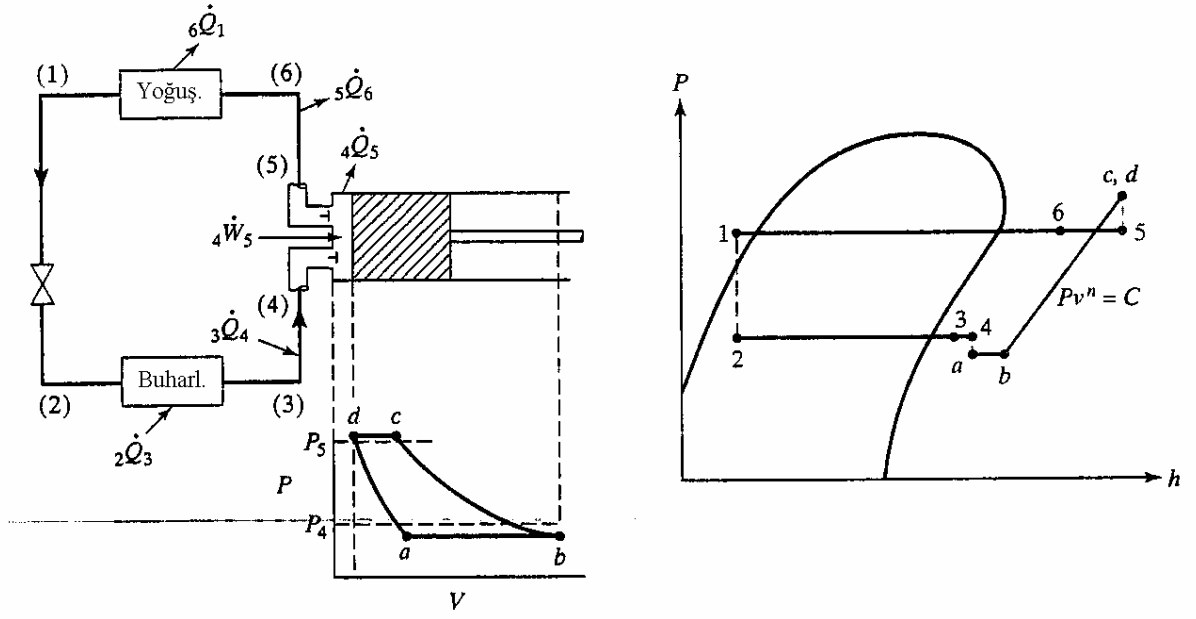
Pistonlu kompresörün işi için termodinamikten çıkan genel denklem:

$$w = \frac{n}{n-1} P_b v_b \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (3.1.12)$$

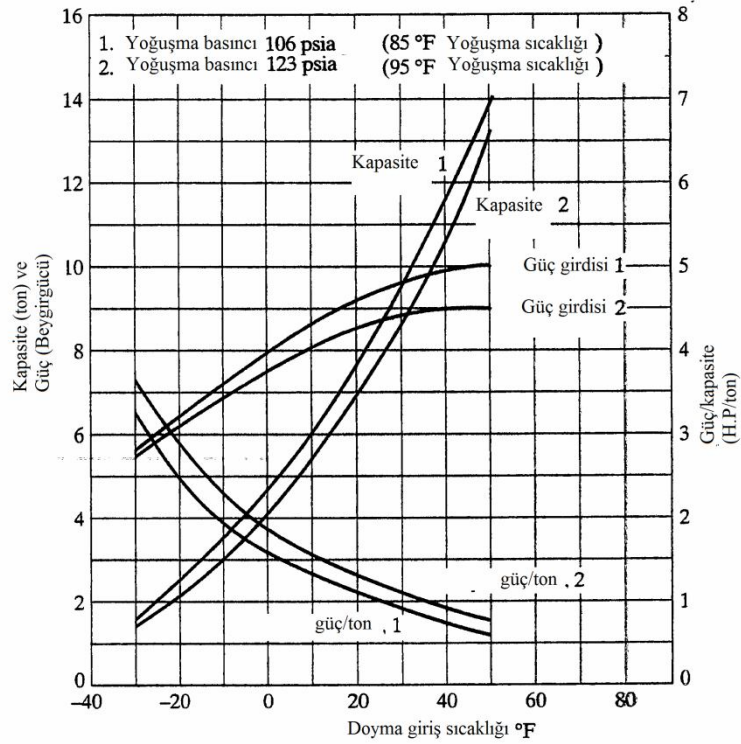
bu durumda toplam elektrik kompresör güç girişi için

$$W_{elektrik} = \frac{n P_b C.D.}{(n-1) \eta_m \eta_e} \left[1 + C - C \left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{1/n} \right] \left[\left(\frac{P_c}{P_b} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (3.1.13)$$

Buradaki η_m mekanik verim ve η_e elektrik verimdir.



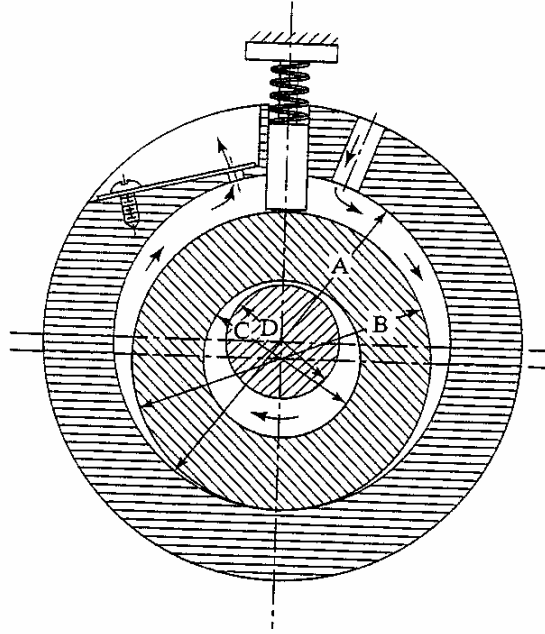
Şekil 3.1.7 Tek kademeli bir soğutma çevriminin pistonlu kompresörle çalışmasının görünümü (ÇOBAN 2009)



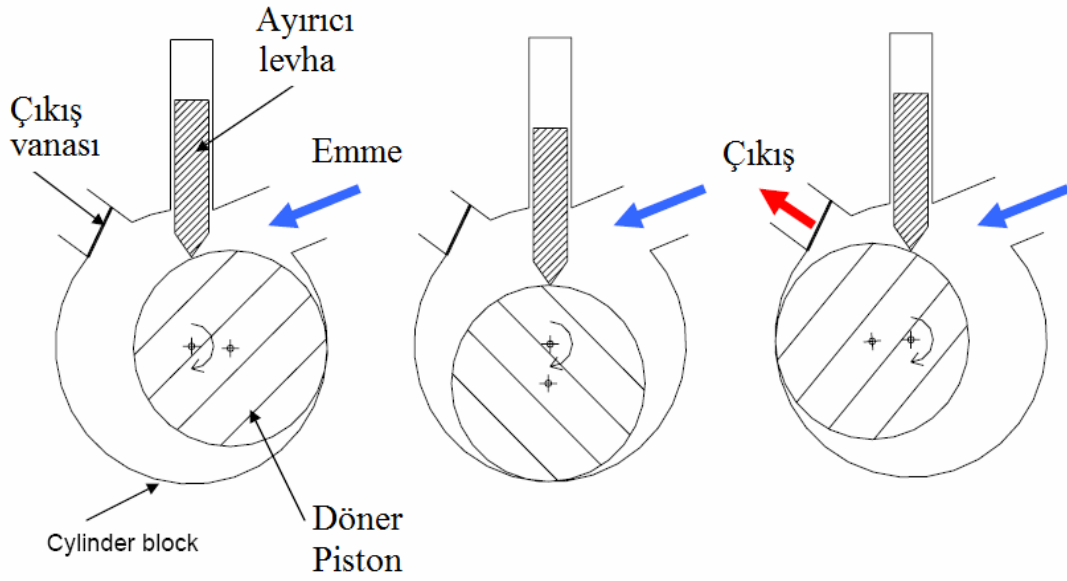
Şekil 3.1.8 Pistonlu kompresörle beraber çalışan R12 soğutkanlı bir sistemin performans eğrileri (ÇOBAN 2009)

Şekil 3.1.8 de R12 gazı ile çalışan piston silindirli kompresör kullanan bir sistemin iki değişik işletim şartındaki performansı görülmektedir. Bu değerler gerçek deneysel verilerle saptanmış değerlerdir. Buradan buharlaşma doyma giriş sıcaklığı (buharlaştırıcı sıcaklığı) düştükçe sistem veriminin hızlı bir düşüş gösterdiğini görebiliriz. Kondenser basıncı sıcaklığı arttıkça da sistem veriminin düştüğünü gözlemleyebiliriz.

Şimdi de dönel pistonlu kompresörlere bir göz atalım. Şekil 3.1.9 ve şekil 3.1.10 da iki değişik tür dönel pistonlu kompresör görmekteyiz. Şekil 3.1.9 deki kompresörde yay tarafından pistonun üzerine basan bir levha giriş ve çıkış tarafını birbirinden ayırıyor. Sol taraftaki boşluktaki gaz sıkıştırılarak dışarı atılırken sağ tarafta gaz emilmektedir. Bu yüzden bu kompresör çift etkili bir kompresördür.



Şekil 3.1.9a Dönel pistonlu dönel kompresör



Şekil 3.1.9b Dönel pistonlu dönel kompresörün çalışma evreleri

Kompresörün süpürme hacmi:

$$V_s = \frac{\pi W}{4} (A^2 - B^2) \quad (3.1.14)$$

Buradaki W ayırma levhasının ve kompresörün enidir. Hacimsel verim kompresörden gaz atıldığı anda içerde kalan gaz hacmiyle belirlenir.

Kompresör süpürme hacmi:

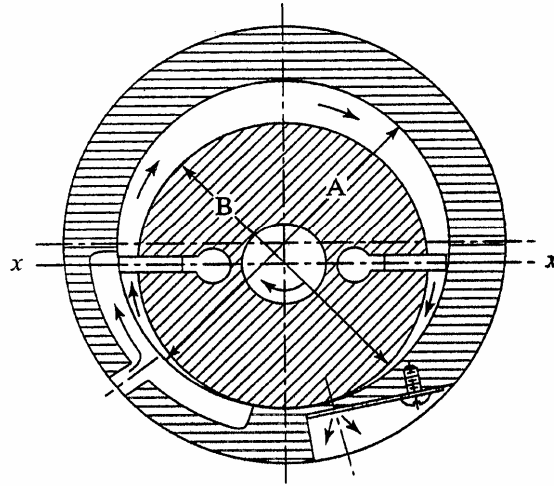
$$C.D. = V_s (w_{\text{kompresör}}) \quad (3.1.15)$$

Kompresör iş çıkışı:

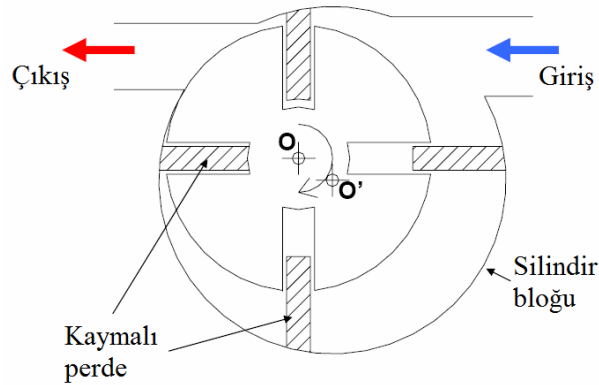
$$w_{\text{kompresör}} = w_{\text{mil}} \left/ \left[\left(\frac{A}{B} - 1 \right) \frac{A}{B} \right] \right. \quad (3.1.16)$$

Bu durumda süpürme hacmi için

$$C.D. = \frac{\pi W}{4} (A^2 - B^2) (w_{mil}) \left[\left(\frac{A}{B} - 1 \right) \frac{A}{B} \right] \quad (3.1.17)$$



Şekil 3.1.10a İki kayar kanatlı dönel kompresör



Şekil 3.1.10b Dört kayar kanatlı dönel kompresör

Kayar kanatlı kompresör performans açısından dönel pistonlu kompresöre benzer. Burada iç piston tam bir dönme hareketi yapar. Pistonun üzerinde kayar kanat (sliding vane) ismini verebileceğimiz dışarı doğru çıkan ve hareket ederek dış gövdeyle aradaki boşluğu kapatan ayırıcı levhalar mevcuttur. Bu kanatlar emme odasının karşısına geldiğinde gazı emer, basma kapağının karşısına geldiğinde ise boşaltır. Emilen gazın maksimum hacmi silindirin tam x-x eksenini geçtiği noktada oluşur. Bu noktadaki

hacim hesaplanabilir

$$V_{x-x} = W \left[\frac{A^2}{4} \cos^{-1} \left(\frac{A-B}{A} \right) + \frac{C}{4} (B-A) \right] \quad (3.1.18)$$

Burada

$$C = \sqrt{B(2A-B)} \quad (3.1.19)$$

Süpürülen hacim

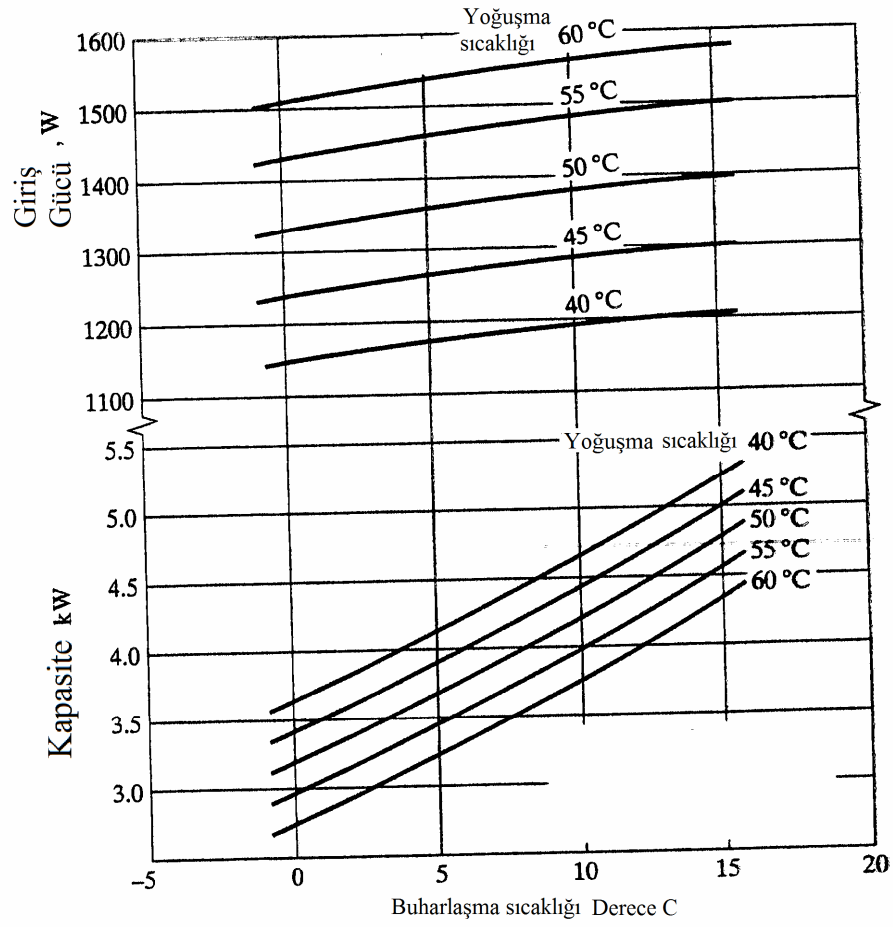
$$V_s = \frac{W}{4} \left[\pi \left(A^2 - \frac{B^2}{2} \right) \cos^{-1} \left(\frac{A-B}{A} \right) + \frac{C}{4} (B-A) - 2t(C-B) \right] \quad (3.1.20)$$

t kanal kalınlığıdır.

Pompa tarafından basılan süpürme hacmi

$$C.D = 2V_s(w_{mil}) \quad (3.1.21)$$

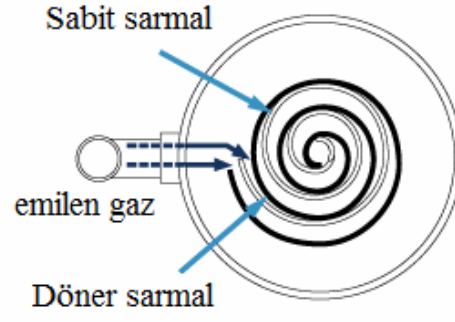
şeklindedir.



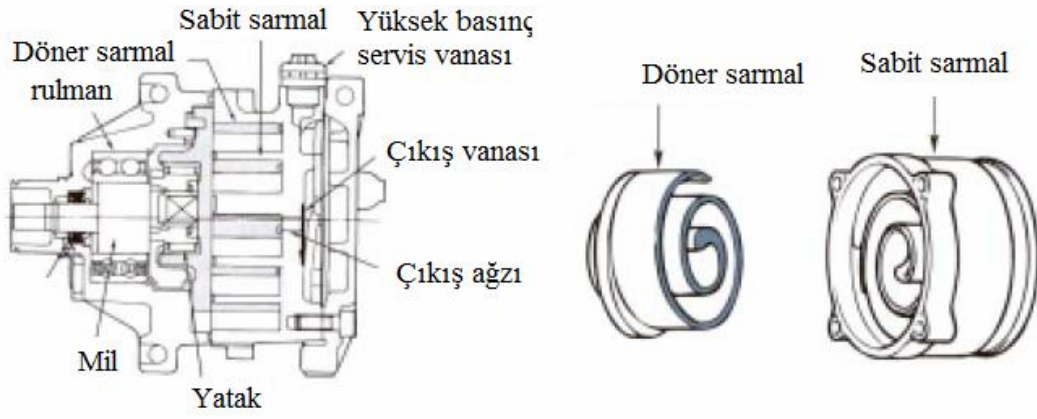
Şekil 3.1.11 Tipik bir dönel pistonlu kompresörün performans eğrileri. Soğutkan: R22, hız: 58 devir/s, 33 °C çevre sıcaklığı, 33 °C emme sıcaklığı, 0.25 °C sıvı soğutma (A. ÇOBAN 2009)

Şekil 3.1.11 de tipik bir dönel pistonlu kompresörle donatılmış, R22 soğutkanlı sistemin performans eğrilerini görmekteyiz.

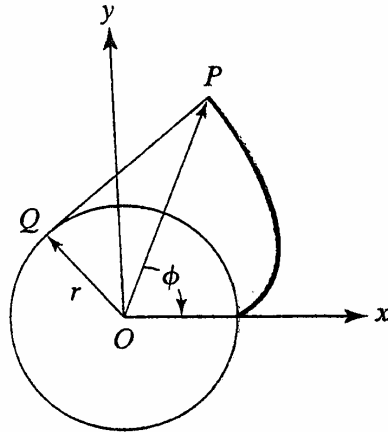
Dönel kompresörler gibi sarmal kompresörler de sabit hacim aktarım makineleridir. Sarmal kompresördeki temel geometri bir spiral şeklindedir. Şekil 3.1.13 de spiralın hareket geometrisi görülmektedir.



Şekil 3.1.12a Sarmal kompresör



Şekil 3.1.12b Sarmal kompresör kesiti



Şekil 3.1.13 Sarmal kompresörün spiral hareketi

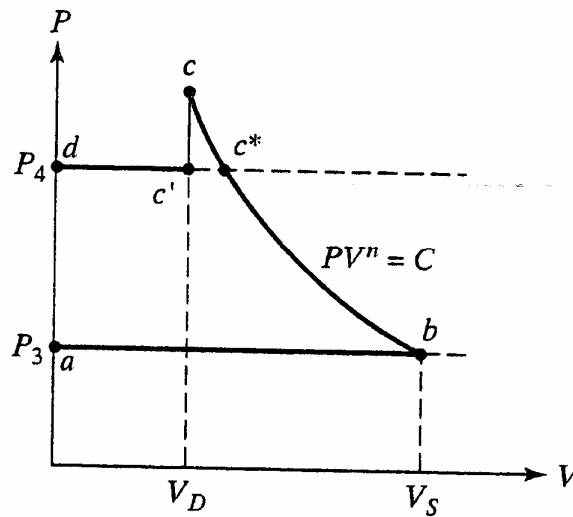
P noktasının x ve y koordinatı hareket denklemlerini yazacak olursak:

$$x_p = r(\cos \phi + \phi \sin \phi) \quad (3.1.22)$$

$$y_p = r(\sin \phi - \phi \cos \phi) \quad (3.1.23)$$

olur.

Bu denklemlerde r temel dönme çemberinin çapı, ϕ merkez noktasıyla spiral yayın uç noktası arasındaki açıdır. Spirallerin kalınlığı t, yüksekliği h dır.



Şekil 3.1.14 Sarmal kompresörün P-V diyagramı (ÇOBAN 2009)

Şekil 3.1.14 de sarmal kompresörün P-V diyagramı görülmektedir. a noktası kompresörün giriş noktasıdır. Akış a-b arasında çok az bir basınç düşümü olmaktadır, bu yüzden bu proses de basınç düşümü olmadığını kabul edebiliriz. Sıkıştırma sonucu sistemde istenilen basıncın üzerinde bir basınç oluşması mümkündür.

$$\frac{P_c}{P_b} = \frac{P_c}{P_3} = \left(\frac{V_b}{V_c} \right)^n = \left(\frac{V_s}{V_d} \right)^n = V_r^n \quad (3.1.24)$$

Buradaki V_r kompresörün hacim oranıdır. Bu kompresörün hacimsel verimini teorik denklemlerle vermek oldukça zordur, genellikle imalatçıların deneysel verilerini kullanmamız gerekir. Ancak bir yaklaşım olarak,

$$\eta_v = (1 - L_{uç} - L_{yan}) \frac{v_3}{v_b} \quad (3.1.25)$$

yazabiliriz. Burada $L_{uç}$ sarmal kompresörün ucundan sızan(kaçan) gaz yüzdesi, $L_{uç}$ sarmal kompresörün spiralinin yan yüzeyinden sızan(kaçan) gaz yüzdesidir. Kompresörde pompalanan kütleli debi

$$m = \frac{\eta_v C.D.}{v_3} = (1 - L_{uç} - L_{yan}) \frac{C.D.}{v_b} \quad (3.1.26)$$

Çevrim başına iş gereksinimi:

$$W / \text{çevrim} = \int_b^c V dP - \int_{c'}^c V dP \quad (3.1.27)$$

$$W / \text{çevrim} = \frac{n}{n-1} P_3 V_s \left[\left(\frac{P_c}{P_3} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] - (P_c - P_4) V_d \quad (3.1.28)$$

Aynı denklemi hacim oranı V_r cinsinden yazarsak:

$$W / \text{çevrim} = \frac{n}{n-1} P_3 V_s \left[V_r^{(n-1)} - 1 \right] - (P_3 V_r^n - P_4) \frac{V_s}{V_r} \quad (3.1.29)$$

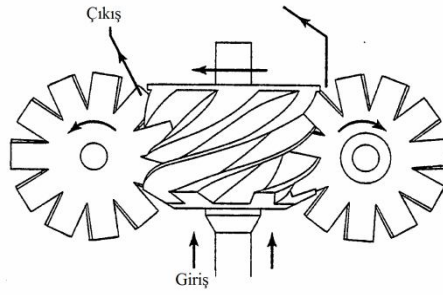
Tüm çevrim için iş girişi:

$$w = \frac{n}{n-1} P_3 v_b \left[V_r^{(n-1)} - 1 \right] - (P_3 V_r^n - P_4) \frac{v_b}{V_r} \quad (3.1.30)$$

Elektrik motoru iş gereksinimi:

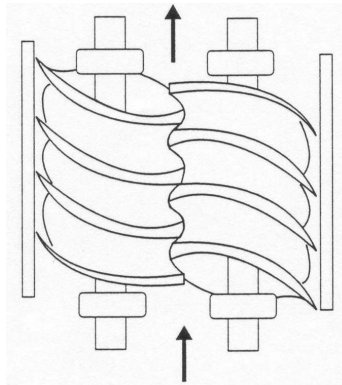
$$W_{elektrik} = \frac{\eta_v C.D.}{\eta_m \eta_e} \left[\frac{n}{n-1} P_3 \left[V_r^{(n-1)} - 1 \right] - \frac{(P_3 V_r^n - P_4)}{V_r} \right] \quad (3.1.31)$$

Vidalı kompresörler temel olarak iki türlü imal edilebilen pozitif hacim süpürme kompresörleridir. Tek vida veya çift vida türlerinde olurlar. Tek vidalı türü şekil 3.1.15 de gösterilmiştir. Helissel bir vida iki adet yıldız tipi çıkış ağzı olan mile hareket verir.

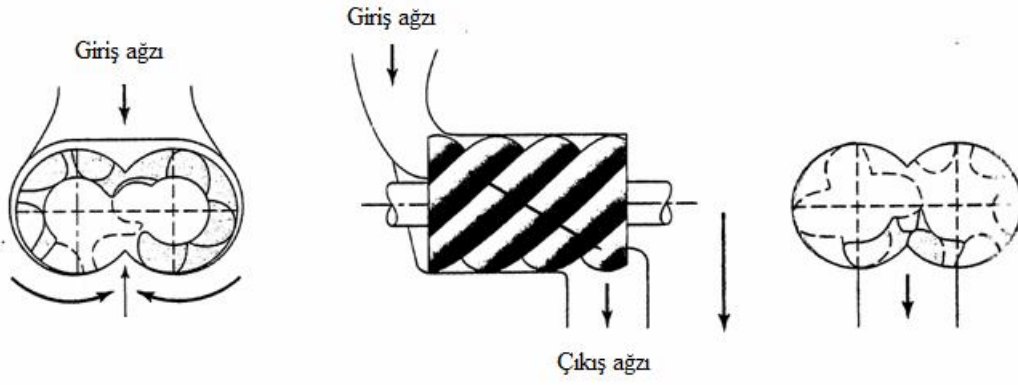


Şekil 3.1.15 Tek vidalı kompresör

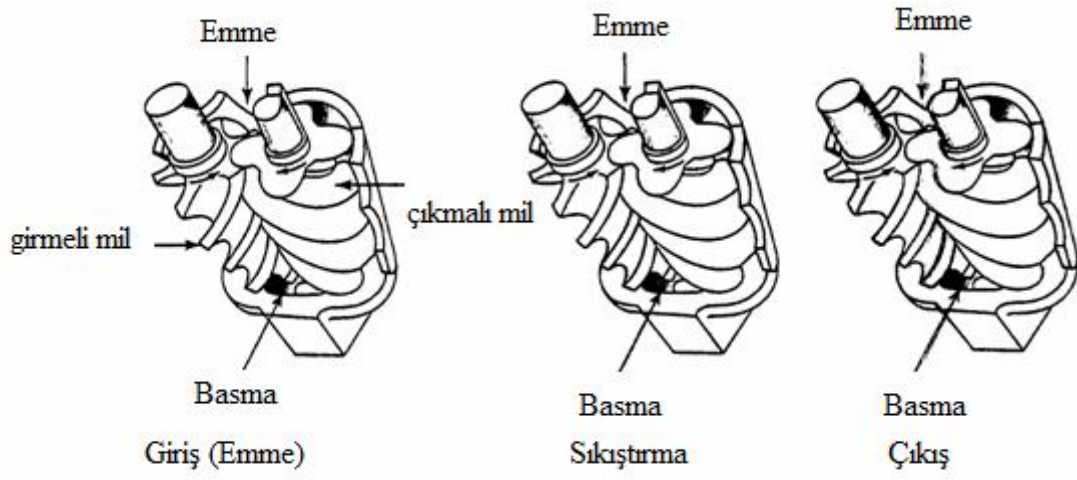
Çift vidalı kompresörde yıldız tipi mil yerine ikinci bir helissel vida alır, ikinci vidanın yüzeyi birinci ile aradaki hacimleri kapatacak şekilde ters büküme sahiptir.



Şekil 3.1.16a Çift vidalı kompresör



Şekil 3.1.16b Çift vidalı kompresör kesitleri



Şekil 3.1.17 Çift vidalı kompresörün temel proseslerinin oluşması

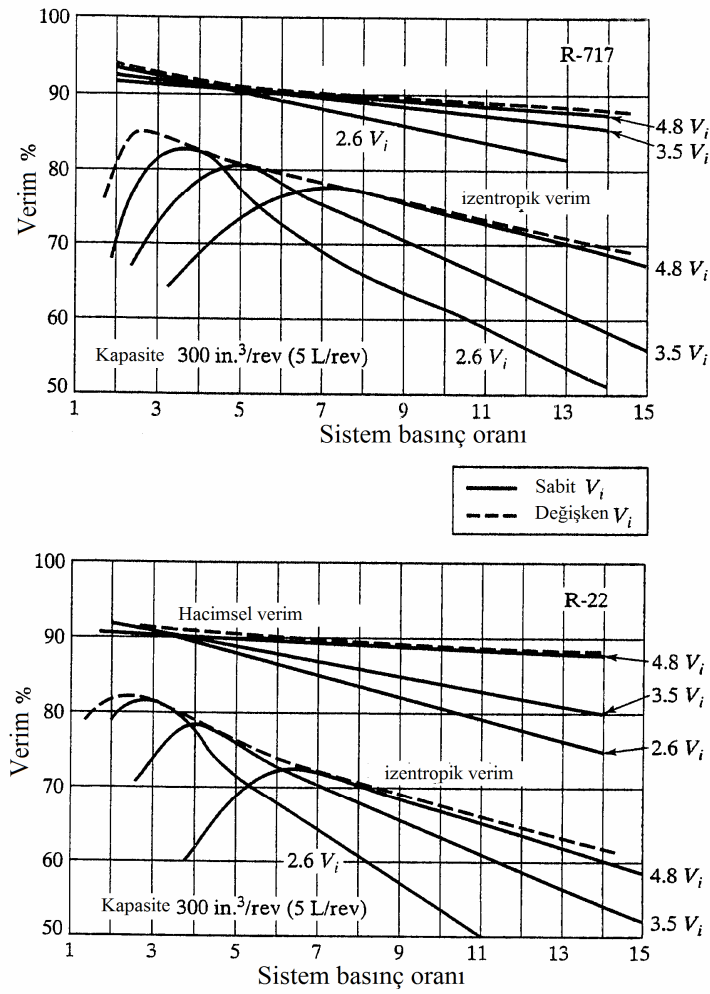


Şekil 3.1.18 Çift vidalı kompresörün vidalarının görünümü



Şekil 3.1.19 Çift vidalı kompresörün montaj görünümü

Şekil 3.1.20 de çift vidalı bir kompresörün deneysel verim eğrileri R717 ve R22 soğutkanları için verilmiştir.

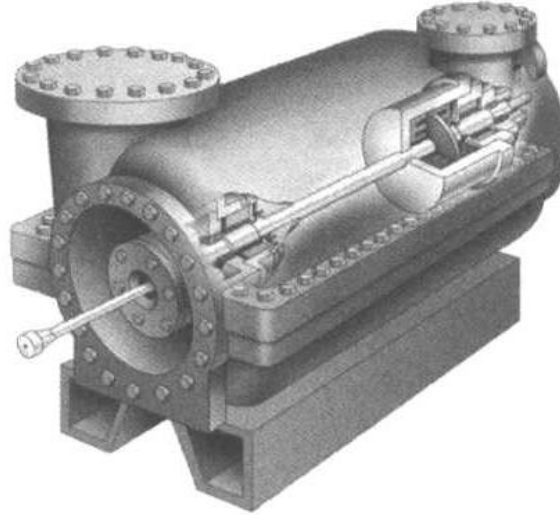


Şekil 3.1.20 Çift vidalı kompresörün R717(Amonyak) ve R22 için kapasite eğrileri (ÇOBAN 2009)

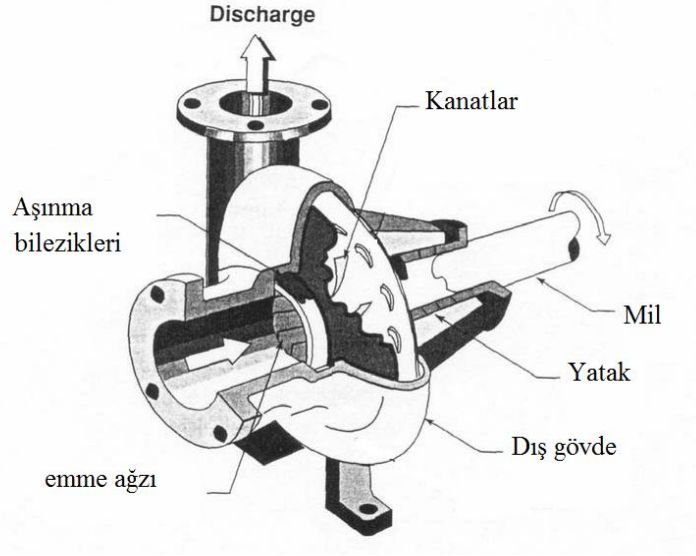
Çok büyük klima uygulamalarında kompresör olarak santrifüj kompresörlerin kullanılması mümkündür. Bu tür makineler pozitif yer değiştirme prensibi ile değil turbo kompresör prensibi ile çalışırlar. Bu tür kompresörlerde her kompresör kademesinde elde edebileceği basınç sınırlıdır, ancak bu tür kompresörler seri bağlanarak yüksek basınç oranları elde edilebilir.



Şekil 3.1.21 Santrifüj bir kompresörün kanatlarının görünümü



Şekil 3.1.22 Manyetik yataklı (tam kapalı) santrifüj bir kompresör



Şekil 3.1.23 Tek kademeli açık santrifüj bir kompresör

Bu tür bir kompresörün genel denklemi:

$$w = \int_{P_1}^{P_2} v dP \quad (3.1.32)$$

Politropik proses için $Pv^n = \text{sabit}$ olduğundan

$$w_p = \frac{n}{n-1} P_3 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad (3.1.33)$$

Santrifüj pompa prosesi adyabatik prosese yaklaşır. Adyabatik bir proseste ideal gaz yaklaşımı yapılırsa:

$$w_s = \frac{k}{k-1} P_3 v_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (3.1.34)$$

Adyabatik proses için:

$$w_s = (h_2 - h_1) \quad (3.1.35)$$

yazılabilir.

Politropik iş gereksinmesi için daha genel bir formül olarak

$$w_p = \frac{w_p}{w_s} (h_2 - h_1) \quad (3.1.36)$$

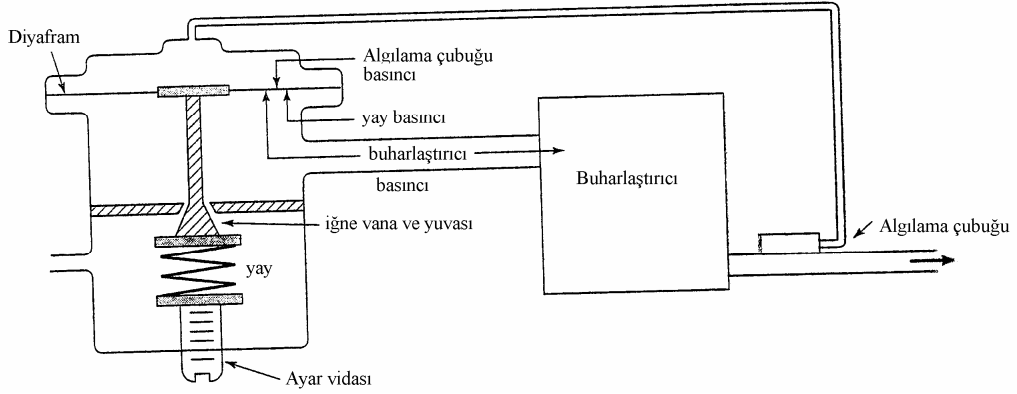
denkleminden yararlanabiliriz.

3.2 Genleşme Cihazları

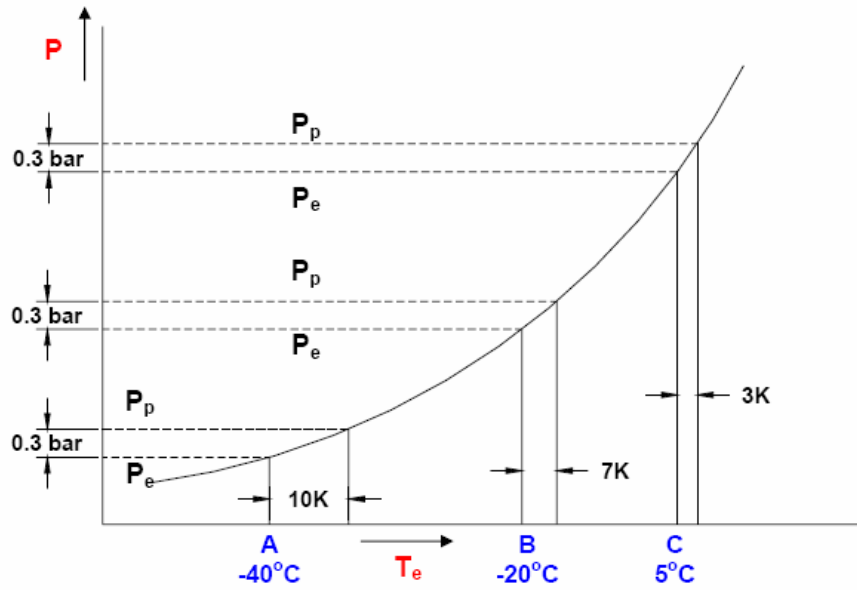
Standart soğutma çevriminde genleşme cihazının iki temel görevi vardır. İlki basıncı ve dolayısı ile gaz sıcaklığını düşürmektir. İkinci görevi ise buharlaştırıcının işlevine göre soğutkan alış rejimini ayarlamaktır. Genellikle sistemde yoğuşturucu basıncı yoğuşturucuda atılan ısı ve buharlaştırıcı basıncı tarafından ayarlanır. Buharlaştırıcı basıncı yüke bağlı olarak değişebilir. Bu yüzden genleşme cihazı her zaman sabit bir basınç düşümü oluşturacak demek doğru olmayabilir. Genleşme vanası sadece mevcut yoğuşturucu basıncı ile mevcut buharlaştırıcı basıncı arasında basınç düşümünü sağlar. Eğer sistemde ayrı bir buharlaştırıcı basınç kontrol sistemi yoksa evaporatör basıncı genleşme cihazının akış kontrolünün indirekt bir sonucu olarak oluşur. Sabit basınç oranı ayarlayan otomatik ayarlı genleşme vanaları da mevcuttu. Bu durumda akış basınç oranının indirekt bir sonucu olarak (kesikli olarak) oluşabilir. Evaporatör çıkışının çok az kızgın gaz bölgesinde olması kompresörü koruma açısından her zaman istenilen bir özelliktir. Bu özellik aynı zamanda akış kontrolü de oluşturmakta da kullanılır. Eğer buharlaştırıcı çıkışı çok fazla kızgın bölgeye kayarsa bunun sonucu kompresör güç harcamanın artması, kompresör kütleli pompalama debisinin azalması ve kompresör çıkış sıcaklığının artması şeklinde kendini gösterir. Burada üç türlü genleşme cihazından bahsedeceğiz. Birincisi termostatik genleşme vanası, ikincisi otomatik genleşme vanası ve üçüncüsü kılcal boru olacak.



Şekil 3.2.1 Termostatik genleşme vanasının görünümü

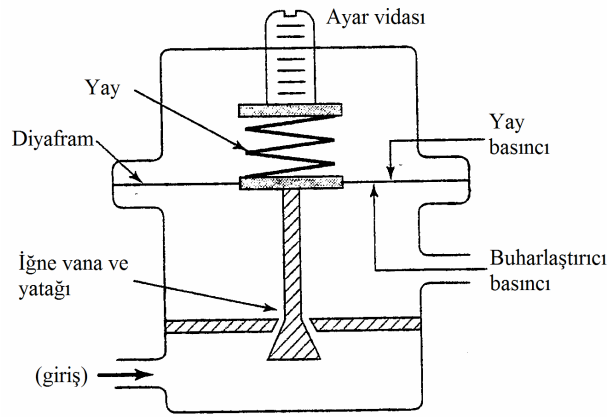


Şekil 3.2.2 Termostatik genleşme vanasının kesit görünümü ve çalışma prensibi



Şekil 3.2.3 Termostatik genleşme vanasında basınç farkı ve buhar kızgınlık miktarı arasındaki ilişki (ÇOBAN 2009)

Şekil 3.2.1 termostatik genişleme vanasını göstermektedir. Termostatik vananın çalışması daima sistemin buharlaştırıcı çıkışının belli bir kızgınlıkta çalışması prensibine dayanır. Böylece sıvının kompresöre gitmesi de engellenmiş olur. Eğer sistem yük durumu sürekli değişiyorsa veya sistem geniş bir yük aralığında çalışıyorsa termostatik genişleme vanası ideal bir çözümdür. Şekil 3.2.2 termostatik genişleme vanasının temel çalışma prensibini göstermektedir. Şekilde de görüldüğü gibi genişleme vanamızda bir diyafram ve diyaframın altında basıncı elle ayarlanabilen bir ayar vidası ve yay sistemi olan bir yapı mevcuttur. Diyaframın üst tarafı bir boru ile algılama çubuğuna bağlıdır. Algılama çubuğu buharlaştırıcının çıkışına yerleştirilir. Bu yüzden algılama çubuğunun içindeki gaz sıcaklığı buharlaştırıcı çıkış sıcaklığına ulaşır. Bu durumda tamamen kapalı olan algılama çubuğu-kılcal boru sistemi bu sıcaklık için olan doyma basıncına gelecek ve bu basıncı membranın üst tarafına uygulayacaktır. Bu basınç evaporatör girişindeki doyma basıncından yüksektir. Kararlı rejim operasyonunda bu basınç farkı yayın uyguladığı basınca eşit olunca iğne vana açılacak ve yeni doymuş sıvı-gaz karışımı buharlaştırıcıya gönderilecektir. Şekil 3.2.3'te Termostatik genişleme vanasında basınç farkı ve buhar kızgınlık miktarı arasındaki ilişki görülmektedir. Termostatik genişleme vanaları göreceli olarak pahalı sistemlerdir, Bu küçük sistemlerde kullanılmalarını sınırlar.

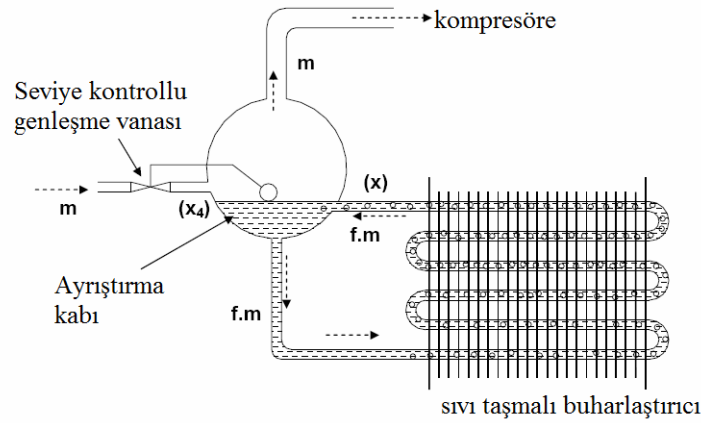


Şekil 3.2.4 Otomatik genişleme vanasının kesit görünümü

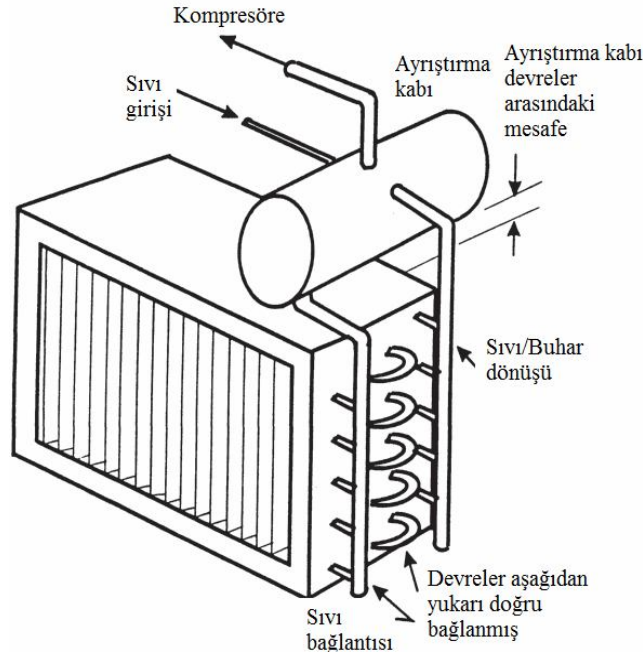
Otomatik genişleme vanaları buharlaştırıcı basıncını sabit tutmaya çalışan sistemlerdir. Sabit buharlaştırıcı basıncı yaklaşık olarak buharlaştırıcı yükü sabitse işimize yarar. Eğer buharlaştırıcı yükü çok fazla değişiyor ise bu tür vanalar bize gerekli kontrolü

veremez. Bu sistemlerin kullanılmasında ek olarak kompresör sıvı kaçış kontrollerinin kullanılmasında yarar vardır. Genellikle küçük sistemler için kullanılır.

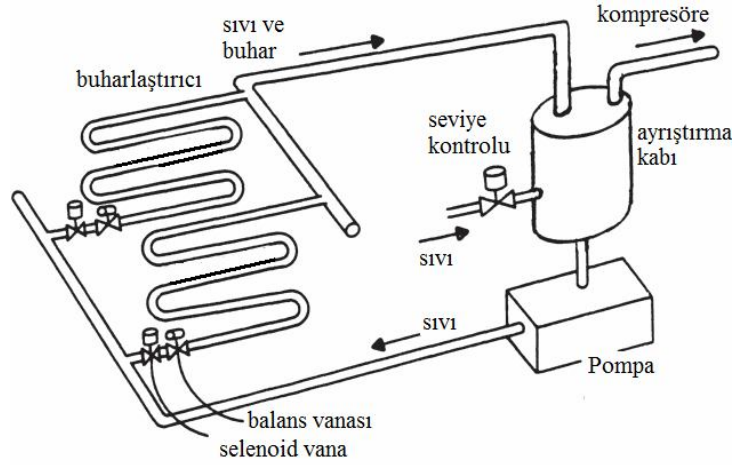
Genleşme vanası bir ayırıştırma kabına bağlı olarak çalışan mekanik veya elektronik bir seviye kontrol cihazı ile kontrol edilebilen bir sistem de olabilir. Bu dizaynın avantajı buharlaştırıcının her zaman sıvı ile dolu olması ve böylece maksimum ısı transferini sağlaması ve tüm buharlaştırıcı yüzeyinden maksimum verimin alınmasıdır. Aynı zamanda kompresöre giden sıvının buhar fazında olması garanti edilirken aşırı kızdırmaya gidilmediğinden buradan doğacak verim kayıpları da yoktur. Buharlaştırıcıdan sıvı ve gaz birlikte döner. Seviye kontrolü ile kontrol edilen bir ayırıştırma kabına gelir. Burada ayrılan buhar kompresöre gönderilirken sıvı tekrar buharlaştırıcıya gider. Sıvı seviyesi düştüğünde genleşme vanası açılarak yeni sıvı besler. Şekil 3.2.3’de bu sistemin çalışma prensibi görülmektedir. Şekil 3.2.4 de ise böyle bir sistemin buharlaştırıcı bağlantısı şematik olarak gösterilmiştir. Burada Ayırıştırma kabı buharlaştırıcı borularının belli bir seviye üzerine yerleştirilmiştir ve yerçekimi kullanılarak akış sağlanmaktadır. Büyük sistemlerde yerçekimli sıvı geri akış sisteminin yerini bir pompayla geri akışın yapıldığı sistemler alabilir. Şekil 3.2.5 de böyle bir sistem görülmektedir.



Şekil 3.2.5 Ayırıştırma kabı ve genleşme vanası kontrollü bir genleşme sistemi



Şekil 3.2.6 Ayrıştırma kabı ve genişleme vanası kontrollü yerçekimiyle sıvı geri akışını sağlayan bir buharlaştırıcının şematik görünümü

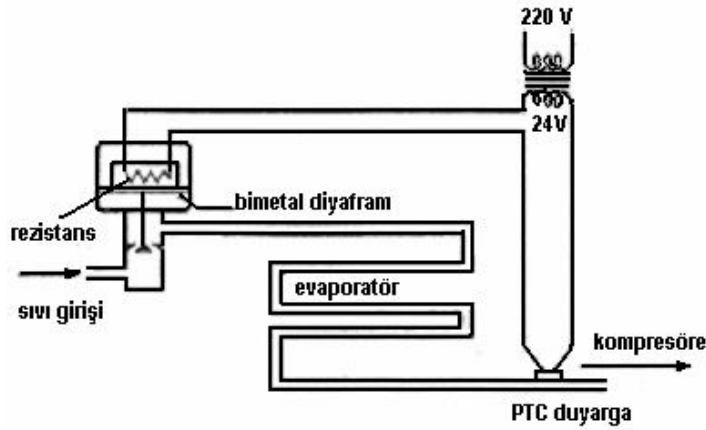


Şekil 3.2.7 Ayrıştırma kabı ve genişleme vanası kontrollü pompayla sıvı geri akışını sağlayan bir buharlaştırıcının şematik görünümü

Kılcal boru genişleme sistemleri çok ince bir borudan akışkan akarken yüksek basınç düşümü oluşturması esasına dayanır. Bu sistemler göreceli olarak en ucuz genişleme sistemleridir. Genellikle sabit yük koşullarında kullanılırlar.

Termo-elektrik genişleme valfi, termostatik genişleme valfi ile aynı prensiple çalışır ancak elektronik elemanlar kullanır. Kuyruk yerine emme hattına bir termistör hissedici

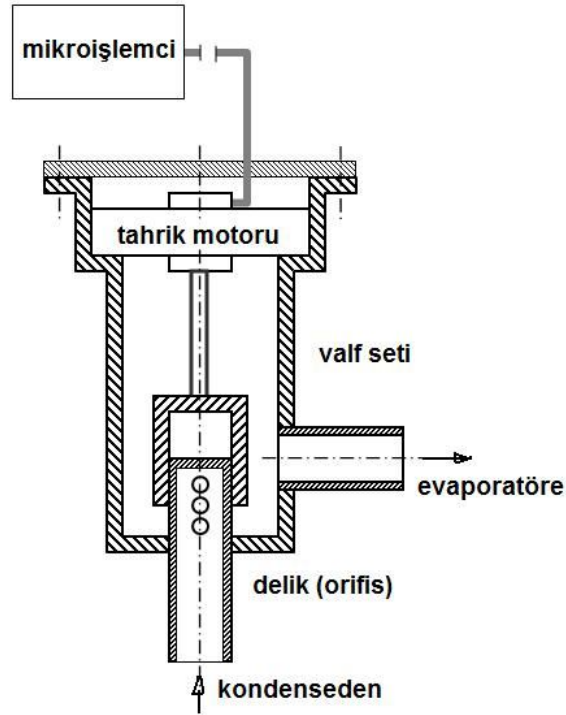
monte edilir. Emme hattındaki sıcaklık arttıkça termistörün direnci düşer böylece seri devredeki ısıtıcının direnci artacağından sıcaklığı artmış olur. Diyaframın üst tarafı ısındığında diyafram aşağıya doğru itilir ve evaporatöre verilen soğutucu akışkan miktarı arttırılmış olur.



Şekil 3.2.8 Termoelektrik genleşme valfi ve bağlantı devresi

Yeni gelişmeler termostatik valf yerine, elektronik (genelde mikro işlemcili) kontrollü, elektrik tahrikli valfler kullanılması yönündedir. Kızgınlık bir sıcaklık hissedici ile ölçülür, doyma sıcaklığı başka bir hissedici veya doyma sıcaklığını hesaplayan bir basınç hissedici ile ölçülür. Bu iki sıcaklık farkı, yani kızgınlık, ayar büyüklüğü olarak kullanılır.

Bu şekilde ayarlama daha pahalı olmasına rağmen, kısmi yüklerde ve düşük buharlaşma sıcaklıklarında verimi arttırdığı için işletme maliyetinde azalma sağlar. Çevrim durduğunda akışı tamamen kestikleri için elektronik genleşme valfli sistemler ayrıca sıvı hatlarında solenoid valf gerektirmezler. Bu valflerin önemli bir avantajları kapasite kademelerinin çok geniş olabilmesidir.



Şekil 3.2.9 Elektronik genişleme valfinin çalışması



Şekil 3.2.10 Elektronik genişleme valfleri

Kılcal borular küçük kesitli ve uzun olduğundan büyük basınç kaybı oluşur. Boru içinde sıvı gazdan daha kolay ve çabuk hareket ettiğinden evaporatörde sıvı yığılması olduğunda evaporatörün basıncı artar ve bu basınç artışı kılcal boruda buhara dönüşü artırır ve akış yavaşlar. Bu da istenen bir durumdur. Kompresör durduğu zaman kılcal boru sıvı geçirmeye devam eder ve alçak ve yüksek basınç tarafları dengelenir. Böylece

kompresör tekrar kalkış esnasında zorlanmamış olur. Ancak kılcal boruda kızgınlık (super heat) ayarı yapılmaz. Ancak borunun çapı ve boru değiştirilmek suretiyle çok farklı basınç farkları elde edilebilir.

Kılcal borular sabit soğutma yüklü küçük sistemlerde kullanılır. Yük arttığı takdirde daha kısa veya daha büyük çaplı kılcal boru kullanmak gerekir. Kılcal boruda meydana gelebilecek arızalar buzlanma ve tıkanmadır. Borunun keskin şekilde kıvrılmış ve bükülmüş olmamasına dikkat etmek gerekir. Bu durumdaki bir kılcal boru için en iyi tamir filtre kurutucusu ile birlikte onu değiştirmektir.



Şekil 3.2.11 Kılcal boru

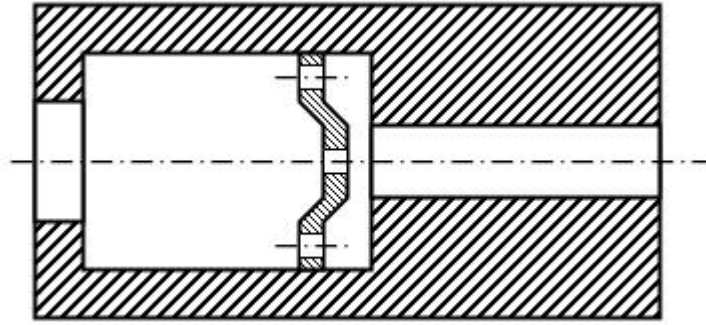
Evaporatör giriş kanalı üzerinde yer alan ve plastik bir silindir şeklinde olan genişleme valfi, alçak ve yüksek basınç devrelerini birbirinden ayırır. Genleşme valfinin ön ve araksında filtre görevi yapan ince örgüler vardır. Genleşme valfinin dış tarafında bulunan o-ring sızdırmazlığı sağlar.

Kompresör devrede iken; genleşme valfinin içersinde bulunan ince metal borudan, soğutma için gerekli olan sıvı halindeki gaz geçer.

Kompresör devre dışı olduğu zaman; sistemin yüksek basınç devresindeki gaz valften alçak basınç devresine geçer. Bu sayede iki basınç eşitlenmiş olur. Genleşme valfinin üzerine bulunan “ok” işareti, gazın akış yönünü göstermektedir.

Sabit basınç orifislerinde oluşabilecek başlıca arızalar, süzgeç, iğne tıkanması ve

buzlanmadır. Özellikle iklimlendirme cihazlarında işletmeye alma esnasında iç ünite üçlü vakumla şarja hazır hale getirilmeden süpürme yöntemiyle tahliye edilirse iç üniteye nem ve hava kalabilir. Bu nem yaz boyunca buharlaşma sıcaklığı yüksek olduğundan orifiste buzlanma sorunu çıkarmaz, ancak kış mevsiminde dış üniteye buharlaşma basıncı ve sıcaklığı düştüğünde buzlanma yaparak orifisi veya kılcal boruyu tıkar. Bu durumda gazı geri toplayıp yeniden üçlü vakum yaparak daha sonra gaz şarjı yapılmalıdır.



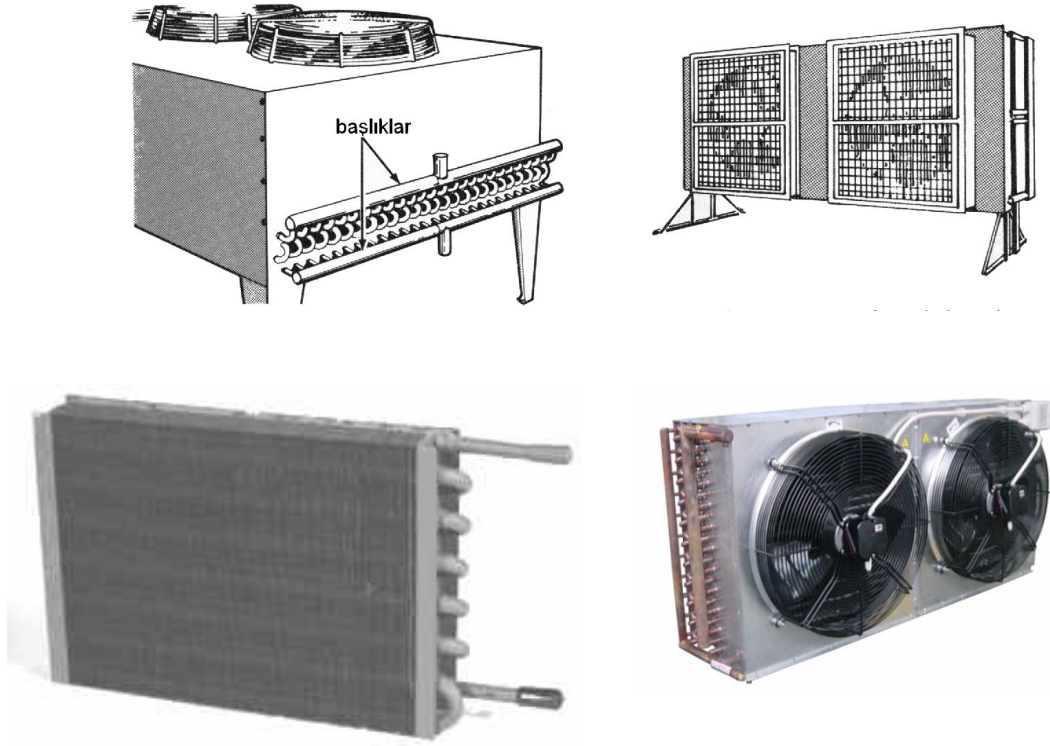
Şekil 3.2.12 Sabit basınç orifisi

3.3 Yoğuşturucular (Kondenserler)

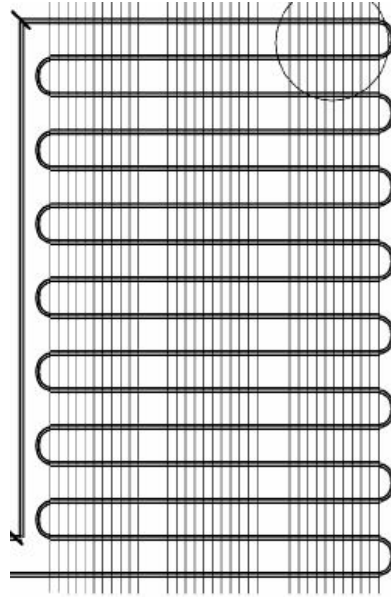
Kondenserlerin soğutma sistemindeki işlevi, sıcak soğutucu akışkan buharındaki ısıyı uzaklaştırmaktır. Kompresör, evaporatörde ısı soğuran soğutucu akışkan buharını çeker, sıcaklık ve basıncını yükseltir ve basma hattı üzerinden kondensere pompalar. Kondenserler üç genel tipe ayrılırlar: Hava soğutmalı, su soğutmalı ve evaporatif kondenserler.

Hava soğutmalı kondenser Şekil 3.3.1’de gösterildiği gibi olup soğutucu akışkan metal boru demeti içine akar. Levha tipi kanatlar da ısı geçişini arttırmak amacıyla takılmıştır. Hava soğutmalı kondenserler genellikle binaların dışına (çatı veya bahçeye) konur. Hava üfleli veya içten çekmeli fana sahip lamelli boru demeti soğutucu akışkanı yoğunlaştırarak sıvıya dönüştürür. Serpantin içinden gerekli serbest hava akışı olmak zorunda olduğundan verimlilik en üst düzeydedir. Hava soğutmalı kondenserler doğal havalı ve zorlanmış (fanlı) havalı olmak üzere iki tipe ayrılır. Doğal havalı tiplerde ısınan havanın yukarıya çıkması prensibiyle oluşan doğal taşınımdan yararlanır.

Zorlanmış havalı kondenserlerde lamelli boru demeti üzerinden fan yardımıyla hava geçirilir.



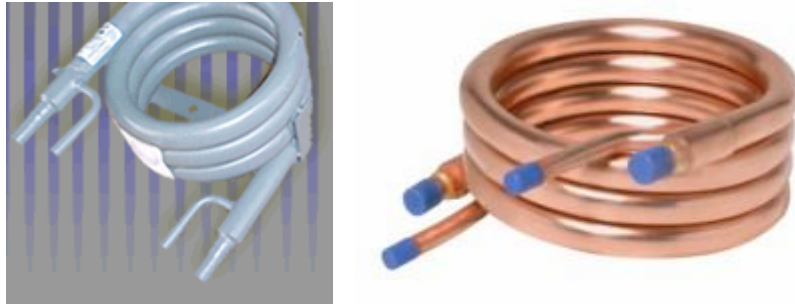
Şekil 3.3.1 Havalı tip kondenser



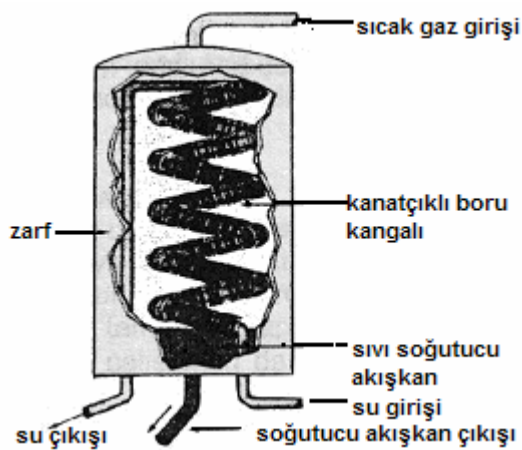
Şekil 3.3.2 Küçük soğutma sistemlerinde kullanılan doğal taşınım hava soğutmalı tip kondenser
Bir su soğutmalı kondenser diğer tiplerden daha verimlidir, çünkü kondenser boru

demeti akan su içinde bulunduğundan ısı transferi daha iyi olur. Yoğunlaştırma suyu ya atılır veya tekrar dolaştırılır. Bir atık su sisteminde su, kondenser içerisinden bir kez geçer ve sonra kanalizasyon hattına boşaltılır. Tekrar dolaşımli su sisteminde, su tekrar ve tekrar kullanılır. Bu sistem, sudan ısıyı almak için bir püskürtme havuzuna veya bir soğutma kulesine sahiptir.

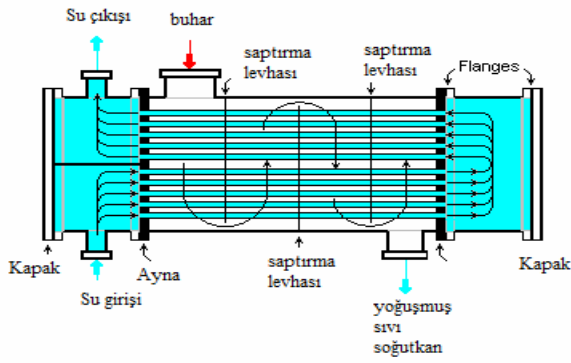
Soğutma sularının çoğu borularda katman oluşturan mineral ve diğer yabancı maddeleri ihtiva eder. Bu katman oluşumu su akışını kısıtlar ve ısı transferini azaltır, buna “kirlenme” adı verilir. Kondenserde sahip olunan kapasite seviyesi onun temizliğine ve kirlilikten muhafaza edilmesine bağlıdır. Onun için, tam kapasitede çalışabilmek için onu temiz tutmak önemlidir. Bakım ve arıza bulma için kondenserler üç temel tipe ayrılmıştır: İç içe borulu, kovan borulu ve kangal borulu (Şekil 3.3.3, 3.3.4 ve 3.3.5).



Şekil 3.3.3 İç içe borulu (koaksiyonel) kondenser



Şekil 3.3.4 Dikey tip kangal borulu kondenser

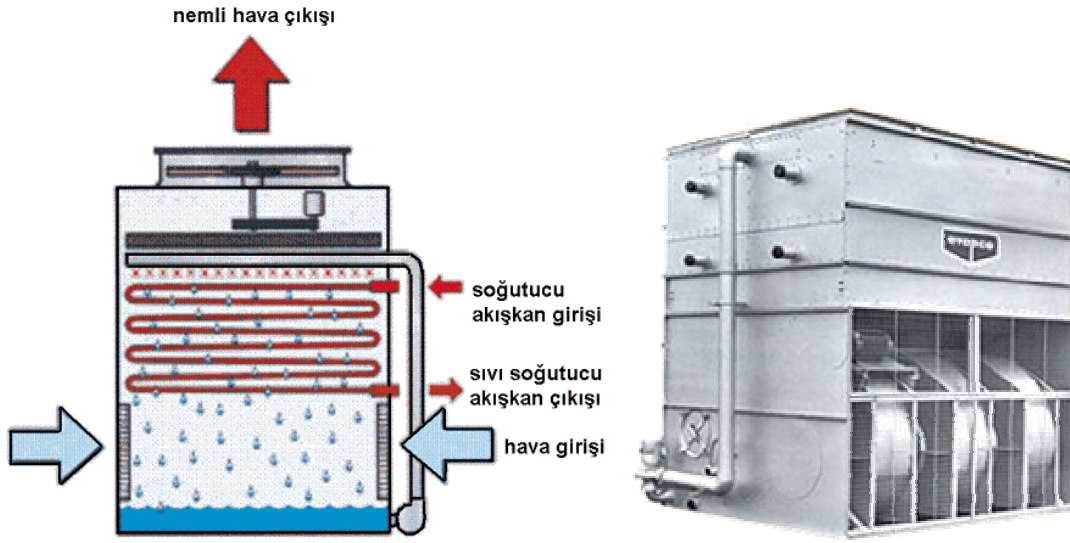


Şekil 3.3.5 Gövde boru tipi yoğuşturucu



Şekil 3.3.6 Kaynaklı levha tipi kondenser

Evaporatif kondenserler, sıcak soğutucu akışkan buharını yoğunlaştırmak için hava ve suyun her ikisini de kullanırlar. Kondenser zarfı içerisinde, soğutma suyu boru demetleri üzerine direkt olarak püskürtülür. Isı, soğutucu akışkan buharından boru demeti boruları yüzeyine geçer ve su tarafından absorbe edilir. Bu kondenserler soğutma havasının nasıl kullanılacağına bağlı olarak hem içe üflemeli, hem de içten çekişli tiplerde olabilir. İçten çekişli tipte, fan kondenser kasasının üstünde olup, havayı alt yanalardaki girişlerden itibaren çeker. İçe üflemeli tipte ise fan yan taraftan havayı su damlaları boyunca üste doğru üfler.



Şekil 3.3.7 Evaporatif kondenselerler

3.4 Buharlaştırıcılar (Evaporatörler)

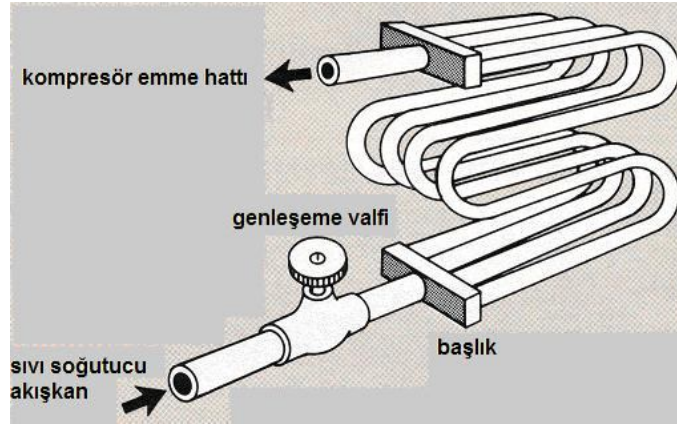
Daha çok “soğutma serpantini” veya “soğutma bataryası” olarak adlandırılan bir evaporatörün amacı, soğutulması istenen maddeden ısıyı uzaklaştırmaktır. Evaporatörler genellikle direkt genişleme prensibi ile çalışmakla birlikte, taşmalı ve kuru genişlemeli olmak üzere iki sınıfa ayrılırlar. Taşmalı evaporatörlerin tamamına yakın kısmı sıvı haldeki soğutucu akışkan ile doludur. Islak (yaş) soğutucu akışkanın kaynaması tüm iç yüzeylerinde gerçekleşir. Kuru genişlemeli evaporatörlerin tamamı kuru değildir, fakat benzer hacimdeki taşmalı evaporatöre göre kuru sayılabilir. Çünkü sıvı/toplam soğutucu akışkan hacim oranı 1/30 ila 1/40 arasında değişir.

Evaporatör problemlerinin birçoğu soğutucu akışkandan ve serpantin yüzeylerinden kaynaklanmaktadır. Şekil ve yüzeye bağlı olarak evaporatör serpantinleri üç temel tipe ayrılabilir:

1. Çıplak boru serpantinler
2. Kanatlı (lamelli) boru serpantinler
3. Levha (pleyt) tipi serpantinler

Çıplak boru serpantini bir tekli devreden veya yoldan oluşabilir. Fakat daha çok çeşitli

boru demetleri birleştirilir ve böylece çoklu devreye sahip olurlar (Şekil 3.4.1). Düşük sıcaklıktaki çıplak borulu evaporatörlerde esas sorun yüzeyde yoğun kar-buz oluşumu ve iç yüzeyde madeni yağların mumlaşmasıdır. Bu durumda yük tüm borulara eşit dağılmayacak ve sistem eksik kapasite ile çalışacaktır. Boru demetlerinin bakımı için en iyi yöntem yağ tıkanmaları veya buzlanmaları ısı ile gidermektir. Normal olarak eriyen yağ emme hattı üzerinden kompresör karterine geri taşınacaktır.

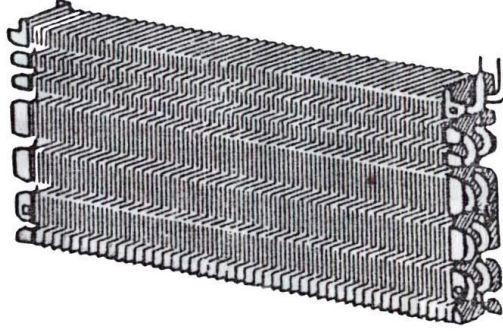


Şekil 3.4.1 Çok devreli çıplak boru demetli evaporatör

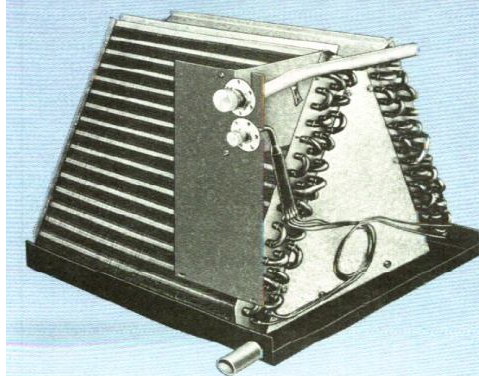
Kanatlı boru serpantinleri bir evaporatörün yüzeyindeki ısı geçişini arttırmada yaygın olarak kullanılmaktadır. Kanatlar tek parçalı veya ardışık sıralı olarak borular üzerine mekanik veya hidrolik yöntemlerle şişirilerek geçirilirler (Şekil 3.4.2). Borular çoğunlukla bakır veya çelikten, kanatlar ise alüminyum veya bakırdan yapılırlar. Korozyona ve asitlere karşı üzerlerine epoksi gibi bazı kaplamalar yapılabilir. Yine dış yüzeyde oluşan yoğunlaşma sonucu hava direncini azaltmak üzere klima santralleri için yapılan soğutucu bataryalarda “hidrofilik” kaplamalar kullanılır. Kanatçıklı boru serpantinlerinde hava hareketi ve karlanma problemi daha ciddi bir sorundur.

Levha tipi serpantin (Şekil 3.4.3) daha çok bir duvar gibi veya donmuş besin naklinde raf tipi olarak iş görür. Yine ev tipi soğutucuların statik modellerinde roll-band teknolojisi ile üretilmiş levha tipi alüminyum evaporatörler kullanılmaktadır. Maddeler ve ürünler direkt olarak levhaya temas ederek soğutulmuş olurlar. Bu oldukça hızlı bir soğutma/dondurma yöntemidir. Ancak yüzeye yapıştığından ticari uygulamalarda pek istenmez. Bazı levha tipi evaporatörler iki levha arasına yerleştirilen boru demetlerinden

oluşurlar. Bazıları ise tek levha ve onun arkasına boru demeti yerleştirilerek yapılır. Daha gelişmiş bir teknoloji ürünü olarak roll-band yönteminde iki alüminyum veya bakır levha arasına yapışmayı önleyen kimyasal maddelerle akış yolları çizilir. Bu iki levha sıcak preste sıkıştırılarak yapıştırılır. Daha sonra akım yolları basınçlı hava ile şişirilerek akış yolları oluşturulur. Benzer teknoloji sıvı (süt) soğutma tankları için de kullanılmaktadır.



Şekil 3.4.2 Kanatlı (lamelli) tipi evaporatör



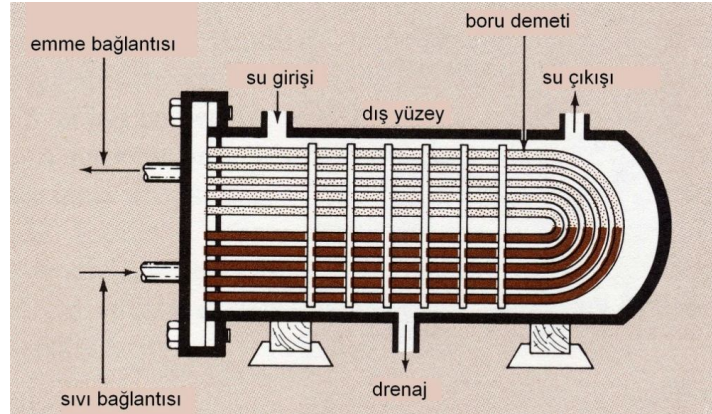
Şekil 3.4.3 Fannet levha tipi evaporatör

Şekil 3.4.5’de gösterilen bir kovan borulu evaporatör daha çok su soğutucu (chiller) olarak adlandırılır. Kuru genleşmeli evaporatör olarak çalıştığında soğutucu akışkan borular içinde dolaşır. Soğutulacak sıvı boruların etrafındaki hacmi doldurur. Bu durumda sadece temiz sıvıları kullanılmalıdır. Çünkü bu kapalı sistemdeki boruların dış kısımları temizlenemez. Taşmalı evaporatör olarak çalıştığında önceki durumun tersi olur. Soğutulacak sıvı, borular içinden geçer ve soğutucu akışkan onun çevresindeki hacmi doldurur.



Şekil 3.4.5 Tipik bir kovan borulu evaporatör

Kangal borulu evaporatör (Şekil 3.4.6.) genellikle kuru genişmeli evaporatör olarak su soğutmada kullanılır. Bu tip evaporatörler daha çok kovan borulu evaporatör gibi çalışmaktadır. Soğutma boru demeti tek spiralli veya çift spiralli olabilen sürekli bir borudur. Evaporatör kovan yüzeyi (zarf) cıvatalı veya kaynaklı olabilir. Salamura yağ ve atık su gibi temiz olmayan akışkanlar boruların dış kısımlarını kirletebileceğinden borular kolayca sökülüp takılabilecek şekilde monte edilir. Bu tip bir tasarım boruların dış kısımlarının ve kovanın iç kısmının bir takım zorlukla karşılaşmadan kolayca temizlenmesini sağlar.

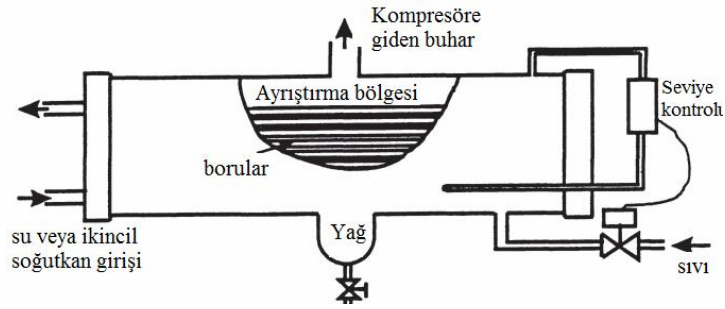


Şekil 3.4.6 Kangal borulu evaporatör

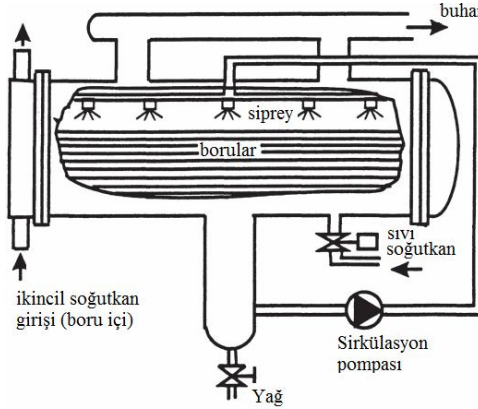
Taşmalı evaporatör diğer tiplerden daha verimlidir. Çünkü hemen hemen tamamı soğutucu akışkan ile doldurulmuştur ve bütün iç parçaları sürekli soğutucu akışkanla “ıslak” durumdadır. Benzer bir kapasite için taşmalı evaporatör daha pahalı çalışır. Soğutulacak sıvı boruların içindedir. Borular kirlenirse onları temizlemek çok kolaydır.



Şekil 3.4.7 Sıvı ikincil soğutkanlı bir evaporatör



Şekil 3.4.8 Sıvı ikincil soğutkanlı gövdeden buharlaştırmalı bir evaporatör



Şekil 3.4.9 Sıvı ikincil soğutkanlı gövdeden buharlaştırmalı sprej tipi evaporatör

Soğutma kulesi, içinden yüksek miktarda sıcak suyu buharlaştırarak soğutmak için hava sirkülasyonu yapılan kapalı yapıdaki bir kuledir. İki tip soğutma kulesi vardır; tabii çekişli ve mekanik (cebri) çekilişli. Tabii çekişli soğutma kuleleri; atmosferik veya hiperbolik tipte yapılırlar.

Mekanik çekişli kuleler, içinden zorlanmış hava sağlayan fan dışında, tabii çekişli tiplere benzerler. Bu kuleler; motor tahrikli pompalar, valfler ve püskürtme memelerinin

kullanıldığı bir su dolaşım sistemine sahiptir. Bu cihazlar elbette bakım gerektirir. Şayet kulede sadece yumuşatılmış su kullanılıyorsa bakım ihtiyacı azalır.



Şekil 3.4.10 Karşı akışlı soğutma kulesi



Şekil 3.4.11 Çapraz akışlı soğutma kulesi

4. EVAPORATÖR VE KONDANSER HESAPLARI

4.1 Yoğuşturucular (Kondanserler)

Yoğuşturucunun ısıyı sıcak soğutucu akışkan buharından soğuk ortama aktarabilme kabiliyeti, yoğuşturucu kapasitesi olarak adlandırılır. Yoğuşturucunun ısı transfer kapasitesi aşağıdaki dört faktöre bağlıdır.

- Yoğuşturucunun yapımında kullanılan malzemeye,
- Yoğuşturucu yüzeyi ve yoğuşma ortamı arasındaki temas alanına,
- Yoğuşma ortamı ve soğutucu akışkan buharı arasındaki sıcaklık farkına,
- Yoğuşturucunun temizliğine

İlk iki faktör konstrüksiyon şartlarıdır. Farklı malzemeler ısı transferi için farklı özelliklere sahiptirler. Bu yüzden bir tasarımcı, doğru malzeme seçerek verilen kapasitedeki bir yoğuşturucunun boyutlarını değiştirebilir. Isı transferi kabiliyeti daha iyi bir malzeme ile daha küçük boyutlarda yoğuşturucu imal edebilir.

Tasarımcı aynı zamanda yoğuşturucu kapasitesini, yoğuşturucu yüzeyi ve yoğuşma ortamı arasındaki temas alanı miktarını kontrol ederek değiştirebilir. Bu işlemi yoğuşturucu yüzey alanını ve yüzey üzerinden akan yoğuşma ortamının akış miktarını değiştirerek yapar. Yoğuşturucudaki sıvı-soğutucu akışkan seviyesi de soğutucu akışkan buharı ve yoğuşma ortamı arasındaki temas alan miktarını etkiler. Yoğuşma ortamı ve soğutucu akışkan buharı arasındaki sıcaklık farkı arttıkça zaman, ısı transfer miktarı ve buna bağlı olarak yoğuşturucu kapasitesi de artar. Genellikle hiçbir bu sıcaklık farkını kontrol edemez, fakat sıcaklık farkı büyük olursa problem oluşur. Yoğuşturucu kapasitesini kontrol etmek için yoğuşma yüzey miktarını ve hava akış debisini değiştirecek cihazlar elde edilebilir.

Yoğuşturucunun temizliği de önemli bir faktördür. Yoğuşturucu üzerindeki kir yoğuşturucu üzerinde bir yalıtım tabakası oluşturur ve yoğuşturucu yüzeyi ile yoğuşma ortamı arasındaki ısı transfer miktarını azaltır. Kir, yoğuşturucunun üzerindeki hava akışını da engelleyerek, ısı transfer miktarını azaltır.

Üç temel yoğuşturucu tipi mevcuttur:

- 1) Hava soğutmalı yoğuşturucular,
- 2) Su soğutmalı yoğuşturucular,
- 3) Buharlaştırmalı (evaporatif, hava ve su) tip yoğuşturucular

4.1.1. Hava Soğutmalı Yoğuşturucular

Özellikle 750 W'a kadar olan kapasitelerdeki soğutma guruplarında istisnasız denecek şekilde kullanılan bu tip yoğuşturucuların tercih nedenleri, basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, tamir ve bakımlarının kolaylığı sayılabilir.

Önce gövde-boru tipi yoğuşturucularda ısı geçiş hesaplarını nasıl yapacağımızı irdeleyelim. Bu tür ısı değiştiricide ısı değiştiricinin dış tarafında genellikle yoğuşan soğutkan, iç tarafında da genellikle soğutma suyu bulunur, ancak bunun tersi uygulamalarda mevcuttur. Soğutkan ısı değiştiriciye gaz fazında girebilir, sonra iki fazlı yoğuşma rejimine girer ve genelde sıvı fazında çıkar. Boru içindeki sıvı akışı için Gnielinski denklemini kullanabiliriz.

Bu denklem:

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.1.1)$$

Şeklindedir. Buradaki f boru içi sürtünme katsayısı Re Reynolds sayısı, Pr prandtl sayısıdır. f sürtünme katsayısının çözümü için Colebrook denklemi kullanılır. Bu denklem:

$$g = \frac{1}{\sqrt{f}} + 2.0 \log_{10} \left[\frac{\left(\frac{\varepsilon}{D_H} \right)}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \sqrt{f}} \right] = 0 \quad (4.1.2)$$

şeklinde yazılabilir. Buradaki ε yüzey pürüzlülük katsayısıdır. Denklemden de görüldüğü gibi bu denklemden f sürtünme katsayısının bulunması bir kök bulma prosesidir. Buradan kök değerinin bulunabilmesi için Newton-Raphson metodu gibi bir kök bulma algoritmasına ihtiyaç vardır. Kök bulma işleminde ilk tahmin değeri olarak biraz daha hatalı olan fakat f değerini direkt olarak hesaplayan Haaland denklemi gibi bir denklemden yararlanılabilir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log_{10} \left[\left(\frac{\left(\frac{\varepsilon}{D_H} \right)^{1.11}}{3.7} \right) + \frac{6.9}{\text{Re}_D} \right] \quad (4.1.3)$$

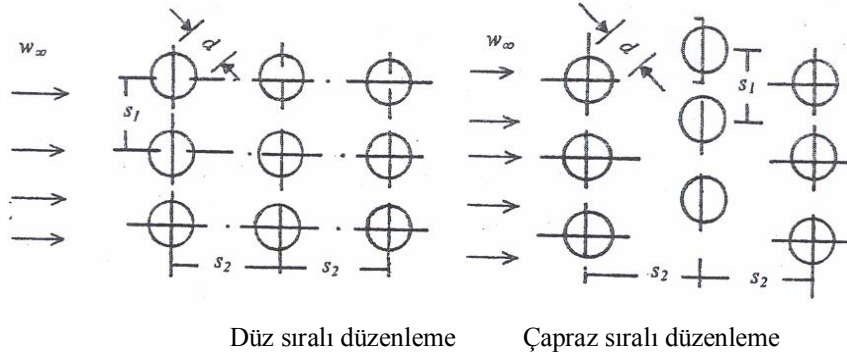
Eğer su akışı boru dışında ise

$$Nu = N_s^l A \text{Re}_{d,\max}^e \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_o} \right)^{0.25} \quad (4.1.4)$$

$$\text{Re}_{d,\max} = \frac{V_{\max} d}{\nu} \quad (4.1.5)$$

$$V_{\max} = V_{\infty} \frac{s_1}{s_1 - d} \quad (4.1.6)$$

Denklemleriyle tanımlanabilir. Bu denklemlerdeki $\text{Re}_{d,\max}$ Reynolds sayısıdır. N , A ve, katsayıları Re sayısına ve boru demeti sayısına göre Şekil 4.1.1, Çizelge 4.1.1 ve Çizelge 4.1.2' den seçilebilir.



Şekil 4.1.1 Boru eksenine dik akış düzenlemeleri

Çizelge 4.1.1 Boru demetine dik akış katsayıları

Reynolds sayısı	Düz Sıra		Çapraz Sıra	
	A	a	A	A
$Re_d < 10^3$	0,52	0,5	0,6	0,5
$10 <^3 Re_d < 3 \cdot 10^5$	0,27	0,63	0,4	0,6
$Re_d < 3 \cdot 10^3$	0,02	0,84	0,021	0,84

Çizelge 4.1.2 N_s Akışa göre boru düzeltme katsayısı

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	□10
Düz sıra	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99	1,0	1,0
Çapraz sıra	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99	1,0	1,0

İki fazlı (yoğuşan) fazın boru dışında olması durumunda

$$h_D = 0.729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{N \mu_l (T_{yogus} - T_{boru}) D} \right]^{1/4} \quad (4.1.7)$$

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68 C_{pl} (T_{yogus} - T_{boru}) \quad (4.1.8)$$

Buradaki l indisi doymuş sıvı fazı v indisi doymuş gaz fazını işaret etmektedir. N aynı sıradaki boru sayısıdır. Genellikle gövde boru tipi ısı değiştiricisinde bir sıradaki boru sayısı değiştiğinden eğer hesabı elde yapıyorsak ortalama boru sayısını alabiliriz. İki fazlı (yoğuşan) fazın boru içinde olması durumunda

$$h_D = 0.555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{fg}}{\mu_l (T_{yogus} - T_{boru}) D} \right]^{1/4} \quad (4.1.9)$$

Denklemini kullanırız. Denkleminiz Chaddock ve Chato denklemi adını alır. Boru içi yoğuşma durumunda soğutkanın tek fazlı olduğu bölgeleri (gaz ve sıvı fazı) irdelemek için yukarda su için vermiş olduğumuz Gnielinski denklemini kullanabiliriz. Boru içi iki fazlı ısı transferi olarak başka alternatif denklemler de mevcuttur. Bu denklemlerden birkaçını daha burada vermekte fayda görüyoruz. Cavallini Zecchin denklemi kaynama ısı transferinde kullanılan Dittus-Boeltler denklemine benzer. Boru iç ve dış ısı değişim katsayılarını bulduktan sonra boru için toplam ısı değişim katsayısı

$$h_{TP} = 0.05 \text{Re}_{eq}^{0.8} \text{Pr}_l^{0.33} k_l / D_i \quad (4.1.10)$$

$$\text{Re}_{eq} = \text{Re}_l (1 - x) + x \frac{\mu_g}{\mu_l} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.5} \text{Re}_g \quad (4.1.11)$$

$$\text{Re}_g = \frac{4m}{\pi D_i \mu_g} \quad \text{ve} \quad \text{Re}_l = \frac{4m}{\pi D_i \mu_l} \quad (4.1.12)$$

İki fazlı (yoğuşan) fazın boru içinde olması durumunda Traviss ve arkadaşları denklemi

$$Nu = \left[\frac{\text{Pr}_f \text{Re}_l^{0.9}}{F_2} \right] F_u : \quad 0.15 < F_u < 15 \quad \text{için} \quad (4.1.13)$$

$$F_u = 0.15 \left[X_u^{-1} + 2.85 X_u^{-0.467} \right] \quad \text{ve} \quad (4.1.14)$$

$$F_2 = 0.707 \text{Pr}_f \text{Re}_l \quad \text{için} \quad \text{Re}_l < 50 \quad \text{Re}_l = (1 - x) \text{Re}_f \quad (4.1.15)$$

$$F_2 = 5 \text{Pr}_f + 5 \ln[1 + \text{Pr}_f (0.09636 \text{Re}_l^{0.585} - 1)] : \quad 50 < \text{Re}_l < 1125 \quad (4.1.16)$$

$$F_2 = 5 \text{Pr}_f + 5 \ln[1 + 5 \text{Pr}_f] + 2.5 \ln[0.00313 \text{Re}_l^{0.812}] : \text{Re}_l > 1125 \quad (4.1.17)$$

$$X_u = [(1-x)/x]^{0.9} (\rho_g / \rho_f)^{0.5} (\mu_f / \mu_g)^{0.1} \quad (4.1.18)$$

İki fazlı (yoğuşan) fazın boru içinde olması durumunda Shah denklemi

$$h_{TP} = h_L \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{\text{Pr}^{0.38}} \right] \quad (4.1.19)$$

burada, $p_r = p / p_{critical}$ indirgenmiş basınç olmak üzere

$$h_L = 0.023 \text{Re}_f^{0.8} \text{Pr}_f^{0.4} k_f / D_i \quad (4.1.20)$$

$$\bar{h}_{TP} \left[0.55 + 2.09 / p_r^{0.38} \right] \quad x=0.5 \text{ de ortalama ısı transferi katsayısı} \quad (4.1.21)$$

İki fazlı (yoğuşan) fazın boru içinde olması durumunda Akers, Dean ve Crosser denklemi

$$\begin{aligned} \frac{hD_i}{k_f} &= 5.03 \text{Re}_m^{\frac{1}{3}} \text{Pr}_m^{\frac{1}{3}} \quad : \text{Re}_g < 5 \times 10^4 \\ &= 0.0265 \text{Re}_m^{0.8} \text{Pr}_f^{\frac{1}{3}} \quad : \text{Re}_g > 5 \times 10^4 \end{aligned} \quad (4.1.21)$$

$$\text{Re}_m = \text{Re}_f \left[1 + (\rho_f + \rho_g)^{0.5} \right] \quad (4.1.22)$$

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_1} \frac{A_d}{A_i} + R_1 \frac{A_d}{A_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_1} A_d + R_2 + \frac{1}{h_2} \quad (4.1.23)$$

denklemi ile hesaplanabilir. Buradaki R_1 ve R_2 yüzeyde biriken kirliliklerden dolayı oluşan ek ısı değişim dirençleridir.

Tek ve çift fazlı boru içi akış için basınç düşümü

$$\Delta P = (f \frac{L}{D} + K_L) \rho \frac{V^2}{2} \quad (4.1.24)$$

denklemleriyle hesaplanabilir.

Buradaki ρ yoğunluk, f boru içi sürtünme katsayısı, L boru boyu, boru iç çapı ve K_L yerel basınç kayıplarıdır. V boru içi ortalama hız değeridir. Basınç düşümü dizaynı etkileyen önemli bir faktördür çok büyük olması durumunda suyun pompalanması için gereken enerji çok artacaktır. Çok küçük olması durumunda ise toplam ısı değişim katsayısı düşük olacağından ısı değiştiricimiz gereğinden çok büyük ve dolayısıyla pahalı olacaktır.

Havalı sistemler genellikle kanatlı ısı değiştiricilerdir. Bu değiştiricilerde basınç düşümü kompleks bir olaydır. Şekil 4.1.2’de örnek olarak çok kullanılan iki sıra borulu ve düz sürekli levha tipi bir havalı ısı değiştiricinin performans eğrisi şekil olarak verilmiştir. Şekil 4.1.2’de görüldüğü gibi ısı transfer katsayısı j_H ile ifade edilmiştir.

Tanımı:

$$G = \frac{m}{A_{\min}} \quad (4.1.25)$$

kütle hız $A_{\min}$ = akış doğrultusundaki minimum serbest akış alanı, m = kütle hızı, C_p özgül ısı, μ viskozite, k ısı iletim katsayısı, D_H hidrolik yarıçap olmak üzere

$$St = \frac{h}{GC_p} \quad (4.1.26)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (4.1.27)$$

$$Re = \frac{GC_p}{\mu} \quad (4.1.28)$$

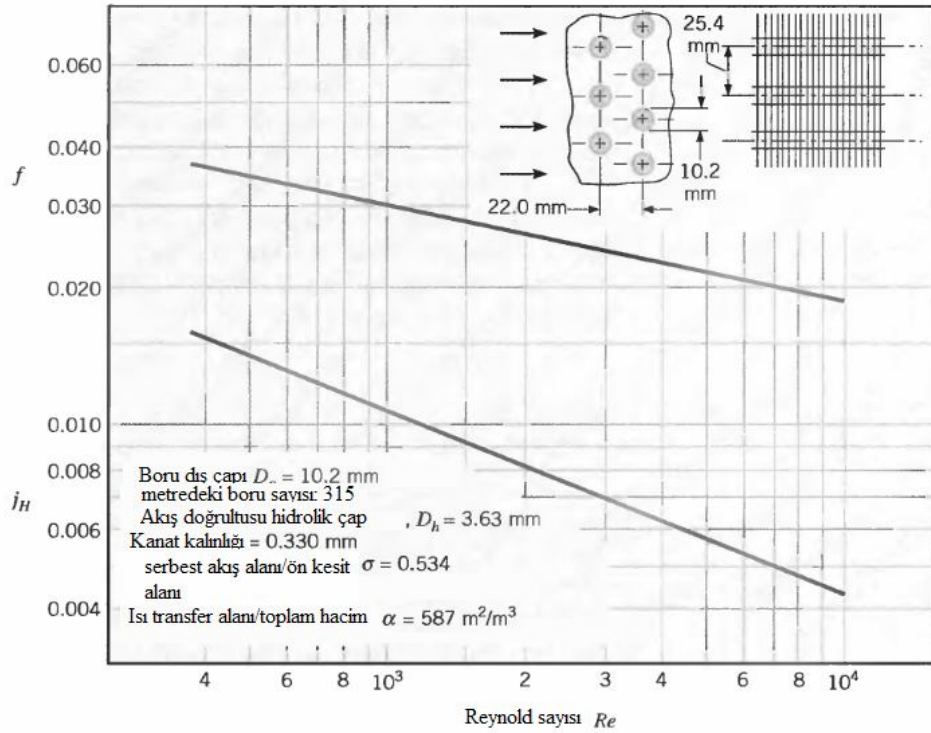
$$D_H = 4 \frac{LA_{\min}}{A} \quad (4.1.29)$$

$$f_H = St Pr^{2/3} = \frac{h}{GC_p} Pr^{2/3} \quad (4.1.30)$$

G, kütlelesel hız terimini ifade ederken

$$G = \frac{\rho U_{\infty} A_{\text{önkesit}}}{A_{\text{serbestakış}}} = \frac{\rho U_{\infty}}{\sigma} \quad (4.1.31)$$

tanımından da gidebiliriz.



Şekil 4.1.2 İki sıra borulu ve düz sürekli levha tipi bir havalı ısı değiştiricinin performans eğrisi (ÇOBAN 2009)

Isı deęiřtiricinin toplam basınç dūřümü;

$$\Delta P = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_0} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{\min}} \left(\frac{\rho_i}{\rho_m} \right) - (1 - K_c - \sigma^2) \frac{\rho_i}{\rho_0} \right] \quad (4.1.32)$$

Burada K_c , K_e akış daralma ve genişleme katsayılarıdır. ρ_i ve ρ_o giriş ve çıkış yoğunluklarıdır. ρ_m ortalama yoğunluktur.

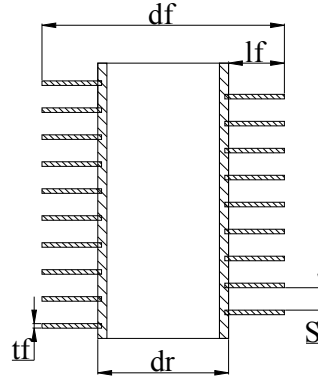
Basınç dūřümü parantezinde birinci terim giriş etkisini, ikinci terim akıştaki ivmelenme kayıplarını üçüncü terim kanat alanından geçerkenki sūrtünme kayıplarını ve son terim çıkış kayıplarını göstermektedir. Genellikle sūrtünme kayıpları toplamın %90'ından fazlasını teşkil eder.

Yoğuşturucunun dış ısı taşınım katsayısı hesaplandıktan sonra içerden geçen soğutkan için ısı taşınım katsayısı yukarda verilen formülle belirlenebilir. Toplam ısı geçiş katsayısı için bir önce kullanılan denklemlerin bir benzerini kullanacaktır, ancak burada kanat verimi terimi de denklemimize eklenir.

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_1} \frac{A_d}{A_i} + R_1 \frac{A_d}{A_i} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_1} A_d + R_2 + \frac{1}{\eta_0 h_2} \quad (4.1.33)$$

buradaki η_0 kanat verimidir.

şekil 4.1.2'deki ısı taşınım katsayısı deneysel veriden elde edilir. Bu tür veriler birçok ısı değiştirici geometrisi için bulunabilir verilerdir. Bu tür denklemler deneysel değerlere göre belli bir hata barındırırlar, ancak modellerimiz için genelleştirilmiş veri oluşturma imkanı sağlarlar.



Şekil 4.1.3 Kanat profil şekli

Genelleştirilmiş denklemlerimizde kullanacağımız parametreler Şekil 4.1.3’de kanat profili şeklinde verilmiştir. S kanatlar arası mesafe, t_f kanat kalınlığı, d_r boru dış çapı, l_f boru boyu ve d_f toplam yarıçap olmak üzere (bu resimde boru etrafında dairesel kanat kabul edilmiş). Modern gövde-boru tipi dış tarafta yoğunlaşmalı yoğunlaştırucularda yoğun kullanılan bir boru tipi sık ve küçük kanatlı borulardır. Bu tür borular için genel ısı transferi denklemleri:

Düşük kanat yüksekliği ve sık kanatlı borular için ;

$$Nu = 0.1507 Re_d^{0.667} Pr^{1/3} \left(\frac{S}{l_f} \right)^{0.164} \left(\frac{S}{t_f} \right)^{0.075} \quad (4.1.34)$$

Burada $S = 1 - N_f t_f / N_f$, N_f 1 m boru boyundaki kanat sayısıdır.

Denklem $Re=1000-20000$ arasında eşkenar üçgen şeklinde yerleştirilmiş borular için geçerlidir.

Tüm kanat yükseklikleri için:

$$Nu = 0.134 Re_d^{0.681} Pr^{1/3} \left(\frac{S}{l_f} \right)^{0.20} \left(\frac{S}{t_f} \right)^{0.1134} \quad (4.1.35)$$

$$j = 0.134 \text{Re}_d^{-0.319} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{s}{l_f} \right)^{0.20} \left(\frac{s}{t_f} \right)^{0.1134} \quad (4.1.36)$$

Düşük kanat yüksekliği ve sık kanatlı borular için (Rabas, Eckels ve Sabatino denklemi)
Üçgen profile yerleştirilmiş borular için

$$j = 0.292 \text{Re}_d^{-m} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{s}{d_f} \right)^{0.257} \left(\frac{t_f}{s} \right)^{0.666} x \left(\frac{d_f}{d_r} \right)^{0.473} \left(\frac{d_f}{t_f} \right)^{0.7717} \alpha_h \alpha_n \quad (4.1.37)$$

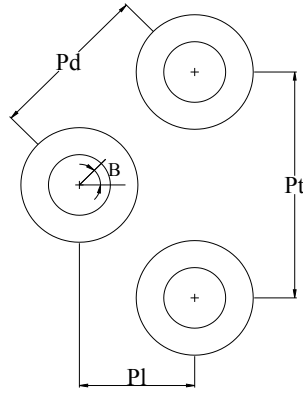
$$m = 0.415 - 0.0346 \ln \left(\frac{d_f}{s} \right) \quad (4.1.38)$$

$$f = 3.805 \text{Re}_d^{-0.234} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{s}{d_f} \right)^{0.2251} \left(\frac{l_f}{s} \right)^{0.759} x \left(\frac{d_r}{P_t} \right)^{0.709} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{0.379} \quad (4.1.39)$$

$$\alpha_h = \left(\frac{T_b + 273}{T_w + 273} \right)^{0.25} \quad (4.1.40)$$

$$\alpha_n = \left(\frac{\text{Pr}(T_b)}{\text{Pr}(T_w)} \right)^{0.25} \quad (4.1.41)$$

Denklemlerdeki P_t ve P_l borular arasındaki mesafelerdir. Şekil 4.1.4’de bu iki parametre gösterilmektedir. α_h , α_n sıcaklık düzeltme katsayılarıdır. T_b kanat dibi sıcaklığı, T_w kanat duvar sıcaklığıdır.



Şekil 4.1.4 Üçgen profilde yerleştirilmiş boru profili

Bu denklemin uygulama sınırları $l_f < 6.35$ mm, $1000 < Re < 25000$ $4.76 < d < 31.75$ mm, $246 < N_f < 1181$ kanat/m, $15.08 < P_t < 111$ mm, $P_l \leq P_t$ $10.32 < P_l < 96.11$ mm, $d_f/s < 40$ ve $N_f > 6$ için geçerlidir.

Dairesel veya sürekli dalga verilmiş kanatlı borular için (Elmahdy ve Biggs denklemi):

$$j = C_1 Re_h^{C_2} \quad (4.1.42)$$

$$C_1 = 0.159 \left(\frac{t_f}{l_f} \right)^{0.141} \left(\frac{D_h}{t_f} \right)^{0.065} \quad (4.1.43)$$

$$D_H = 4 \frac{LA_{\min}}{A} \quad \text{Hidrolik yarıçap} \quad (4.1.44)$$

$$C_2 = -0.323 \left(\frac{t_f}{l_f} \right)^{0.049} \left(\frac{s}{t_f} \right)^{0.077} \quad (4.1.45)$$

Bu denklemde;

$$Re = 200-2000$$

$$D_H/t_f = 3-33$$

$$t_f/l_f = 0.01-0.45$$

$$d_f/P_l = 0.87-1.27$$

$$s/t_f=2-25$$

$$d_f/P_t=0.76-1.4$$

$$d/d_f=0.37-0.85$$

$\sigma = 0.35 - 0.62$ aralığında geçerlidir.

Sürekli kanatlı dairesel borular için (Gray ve Webb denklemi):

dört boru sırası olan durum için:

$$j_4 = 0.14 \text{Re}_d^{-0.328} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{P_t}{P_l} \right)^{-0.502} \left(\frac{s}{d_0} \right)^{0.0312} \quad (4.1.46)$$

Bir ile üç boru arasında:

$$\frac{j_N}{j_4} = 0.9912.24 \left[\text{Re}_d^{-0.092} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{N_r}{4} \right)^{-0.031} \left(\frac{s}{d_0} \right)^{0.0312} \right]^{0.607(4-N_r)} \quad (4.1.47)$$

Bu denklemde N_r , boru dizi sayısı bir ile üç arasındadır. Dört sıradan fazla olan ısı değiştiricileri için boru dizi sayısı önemli değildir. Bu durumda basınç düşümü iki bileşenin toplamı olarak hesaplanabilir.

$$\Delta P = \Delta P_t + \Delta P_f \quad (4.1.48)$$

Bu denklemdeki ΔP_t borulardan dolayı oluşan basınç düşümü, ΔP_f kanatlardan dolayı oluşan basınç düşümüdür.

$$\Delta P_t = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[f \frac{A_t}{A_c} \right] \quad (4.1.49)$$

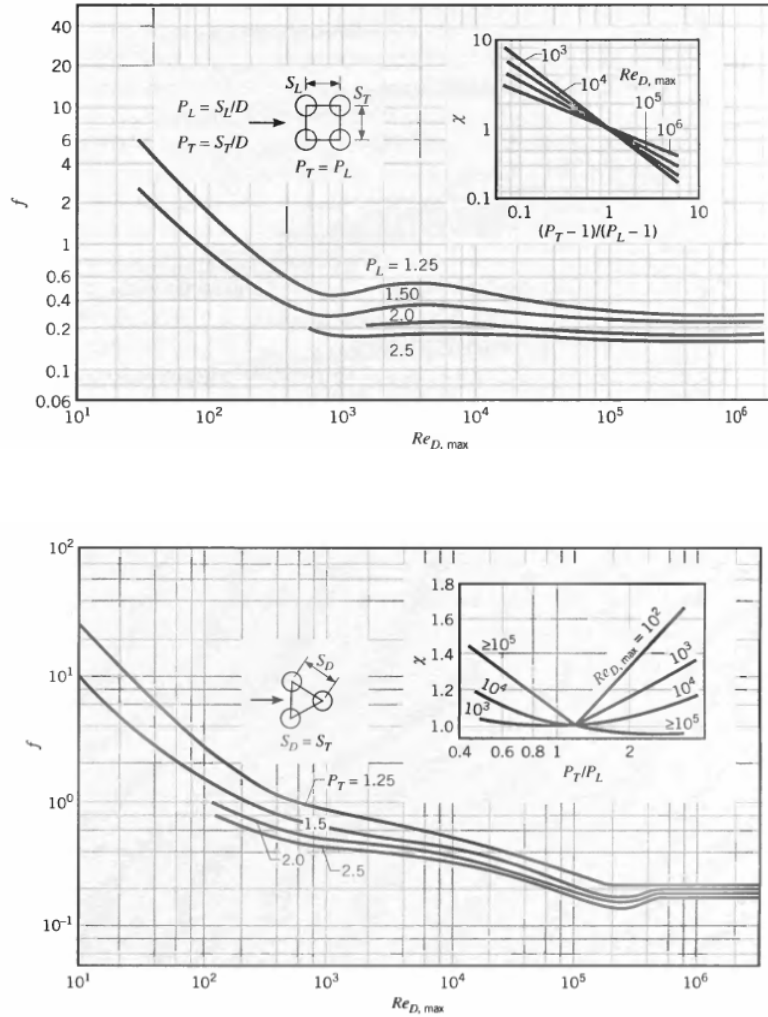
$$\Delta P_f = \frac{G^2}{2\rho_i} \left[f \frac{A_f}{A_c} \right] \quad (4.1.50)$$

Toplam sürtünme katsayısı:

$$f = f_f \frac{A_f}{A} + f_t \left(1 - \frac{A_f}{A} \right) \left(1 - \frac{t}{p_f} \right) \quad (4.1.51)$$

$$f_f = 0.508 \text{Re}_d^{-0.521} \left(\frac{P_t}{d_0} \right)^{1.318} \quad (4.1.52)$$

f_t boru üzerinde akışın basınç düşümü için çeşitli formüller mevcuttur. Şekil 4.1.5’de düz ve üçgen boru dizilişi için grafik formunda değerleri verilmiştir.



Şekil 4.1.5 Düz ve üçgen boru dizilişi için grafik formu (A. ÇOBAN 2009)

Grafikten f ve χ bulunduktan sonra $f_t = f \chi$ denkleminde hesaplanır.

Bu denklemin geçerli olduğu bölge:

$$N_f = 1-8$$

$$Re = 500-24700$$

$$P_t/d = 1.97-2.55$$

$$P_l/d = 1.70-2.58$$

$$s/d=0.08-0.64$$

$$Re=Gd/\mu$$

Sürekli kanatlı ısı değiştiricileri ve hava için daha hatalı olmakla birlikte daha basit bir denklem verilebilir:

$$h_f = 38V^{0.5} \quad (4.1.53)$$

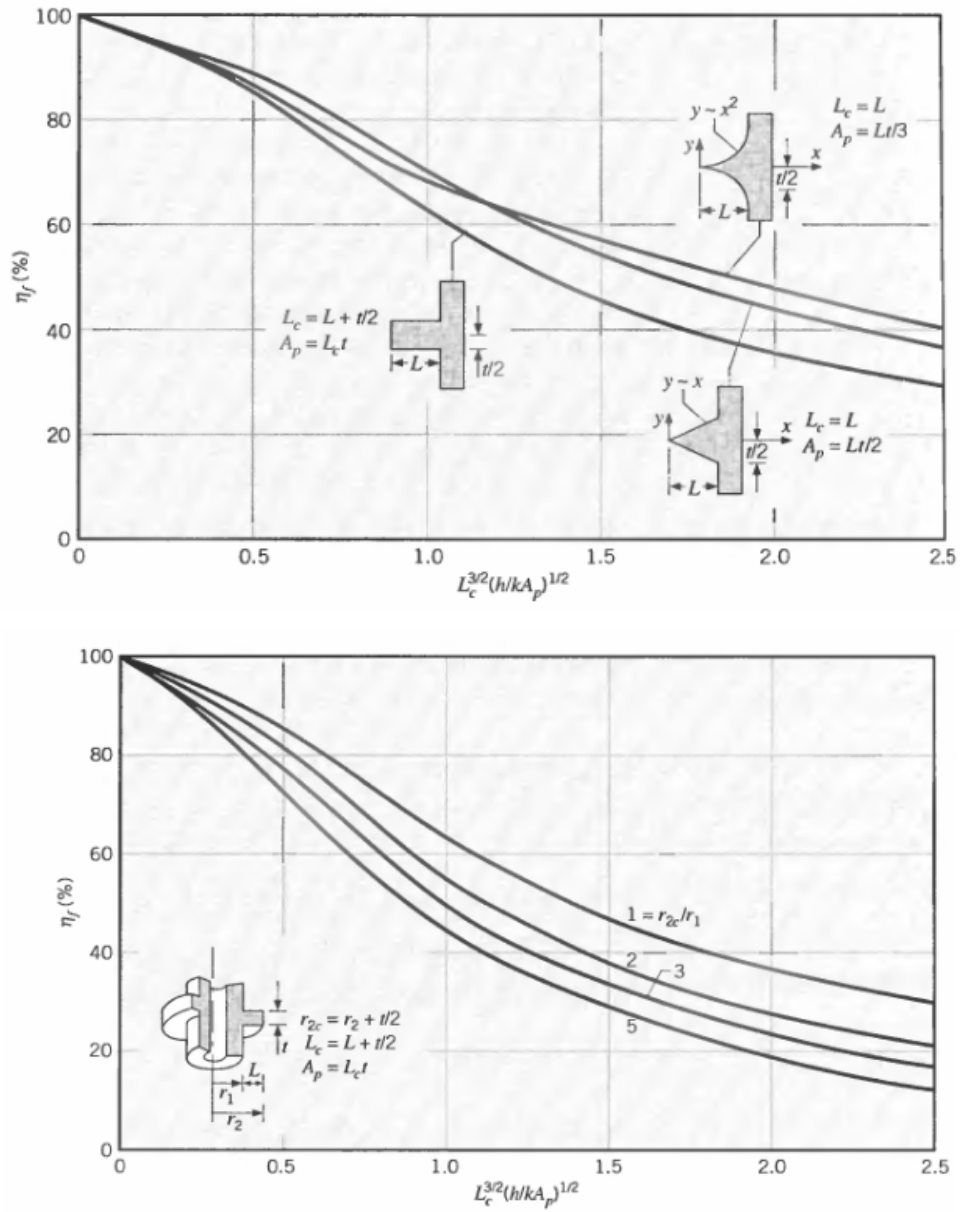
Son bir veri olarak kanat verimine bakılacak olursa;

Eğer kanat düz ve devamlı ise

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (4.1.54)$$

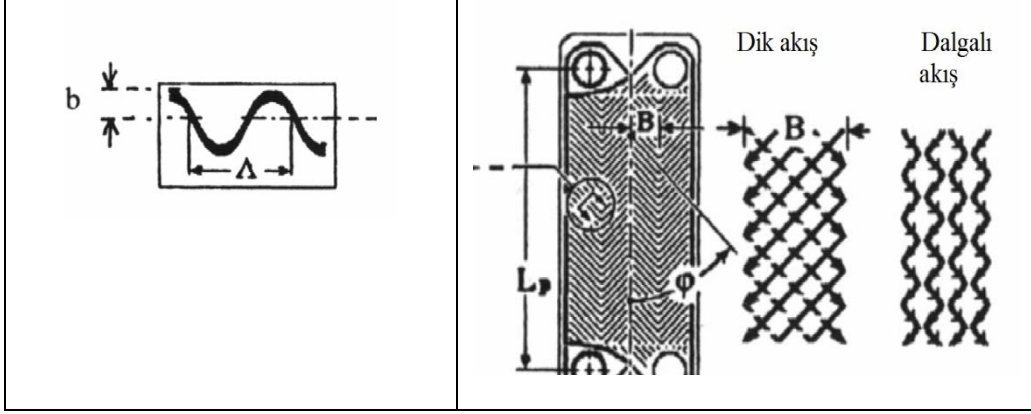
$$mL = L \sqrt{\frac{2h}{kt_f}} \quad (4.1.55)$$

L : kanat boyu, t_f : kanat kalınlığı, h_f ısı taşınım katsayısı, k : kanat malzemesi ısı taşınım katsayısıdır. Sabit olmayan kanat profilleri için Şekil 4.1.6 kullanılabilir.



Şekil 4.1.6 Sabit olmayan kanat profil diyagramları (A. ÇOBAN 2009)

Şevron Levha tipi kondanser ısı transferi denklemleri içinde ısı transferi ve basınç düşümü denklemlerine göz atalım. Şevron tipi levhalarda şevron açısı ϕ oldukça önemlidir. Örneğin Şekil 4.1.7’de görüldüğü gibi küçük açıyla dik akış daha büyük bir açıyla dalgalı akış oluşturabiliriz.



Şekil 4.1.7 Şevron tipi levha yapısı

Şevron açısına bağlı olarak levha tipi ısı değıştircisinde basınç düşümü:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos \phi}{\sqrt{0.045 \tan \phi + 0.09 \sin \phi + f_0 / \cos \phi}} + \frac{1 - \cos \phi}{\sqrt{3.8 f_1}} \quad (4.1.56)$$

Bu denklemdeki f_1 ,

$$f_1 = \frac{149}{Re} + 0.9625 \quad Re < 2000 \text{ için} \quad (4.1.57)$$

$$f_1 = \frac{9.75}{Re^{0.289}} \quad Re \geq 2000 \text{ için} \quad (4.1.58)$$

Hidrolik yarıçap

$$d_h = \frac{2b}{\Phi} \quad (4.1.59)$$

Alan artış faktörü Φ aşağıdaki bağıntıyla tanımlanır

$$\Phi(X) = \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + X^2 / 2} \right) \quad (4.1.60)$$

$$X = \frac{2\pi b}{\Lambda}, \quad (4.1.61)$$

buradaki b merkezden şevronun ucuna kadarki mesafe, Λ bir şevron dalgasının uzunluğudur.

Re sayısını bulmak için hız tanımı

$$u = \frac{m}{\rho b B_p} \quad (4.1.62)$$

buradaki B_p levha genişliğidir. Martin tarafından geliştirilen bu denklemdeki hata oranının 10-80 derece arasındaki şevron açısı için -50% ile +100% aralığında değiştiği bildirilmiştir.

Sürtünme faktörü bulunduktan sonra Nu sayısını hesaplayabiliriz.

$$Nu = 0.205 \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{1/6} (f \text{Re}^2 \sin 2\phi)^{0.374} \quad (\text{sıvılar için}) \quad (4.1.63)$$

$$Nu = 0.205 \text{Pr}^{1/3} (f \text{Re}^2 \sin 2\phi)^{0.374} \quad (\text{gazlar için}) \quad (4.1.64)$$

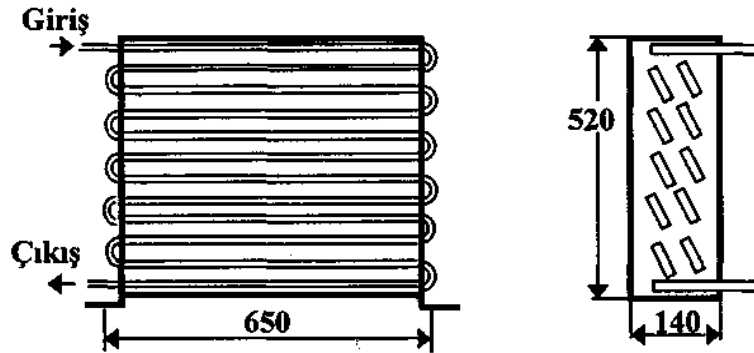
Bu denklemin hata oranının 10-80 derece arasındaki şevron açısı için +/- %20 aralığında değiştiği bildirilmiştir.

Kondenserler genelde yüksek basınç altında çalışan ekipmanlardır. Bu yüzden CE basınçlı kaplar talimatı kondenserler için geçerlidir. Tüm kondenserlerin yapım sonrası basınç testinden geçirilmeleri gerekir.

4.1.2 Hava Soğutmalı Yoğuşturucu Kapasite Hesabı

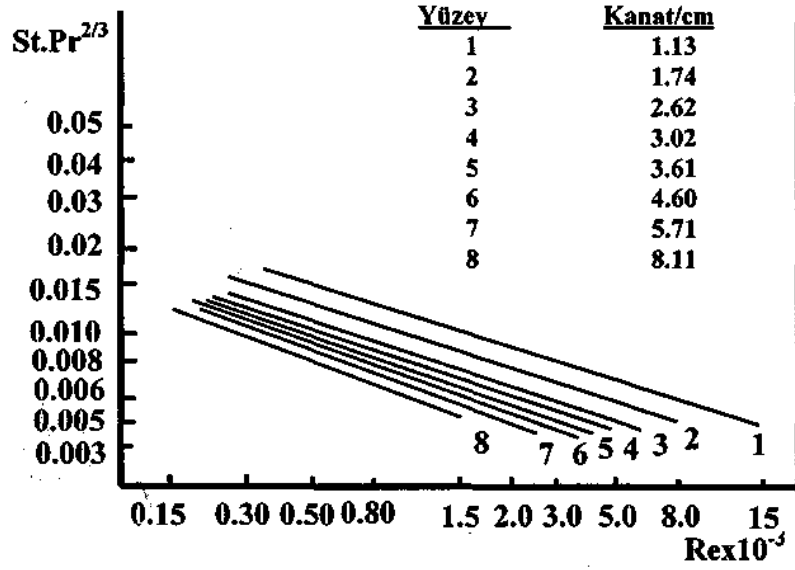
Soğutma piyasasında hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucu imal eden firmaların seçim kataloglarından elde edilen toplam ısı geçiş katsayıları, olması gereken değerden daha fazla çıkmaktadır. Bu nedenle bu kataloglarından seçimi yapılan yoğuşturucular gerekli kapasiteyi vermemekte ve yoğuşturucunun çalışma basıncı normal çalışma basıncının üzerine çıkmaktadır. Bu durum kompresörün daha fazla güç çekmesine neden olarak, aynı soğutma kapasitesi için daha fazla enerji tüketimine yol açmaktadır. Soğutma sanayinin de bu gibi yanlış uygulamalarda yol açmamak için hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucuların toplam ısı geçiş katsayıları, gerçeğe çok yakın olarak belirlenmeli ve buna göre seçim katalogları hazırlanmalıdır.

Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucunun toplam ısı geçiş katsayısının hesaplanmasında kullanılan temel ifadeler bu bölümde verilecektir. Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucuların kapasite hesabında en çok lazım olan değer toplam ısı geçiş katsayısıdır. Şekil 4.2.1’de gösterilen hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucu tipi ve boyutları kullanılarak hesaplar yapılacaktır.



Şekil 4.2.1 Hava soğutma kanatlı borulu yoğuşturucu

Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucuların hava tarafındaki taşınım katsayıları santimetredeki kanat sayısına göre Reynolds sayısı (Re)’na bağlı olarak $St.Pr^{2/3}$ ün değişimi verilmiş olan Şekil 4.2.2’den faydalanılarak bulunur.



Şekil 4.2.2 Hava soğutmalı kanatlı borulu ısı değıştircilerinde santimetredeki kanat sayısına göre Re sayısına bağı olarak $St.Pr^{2/3}$ ün değışimi (ÖZKOL 1999)

Hava soğutmalı kanatlı borulu ısı değıştircilerinde santimetredeki kanat sayısına göre Re sayısına bağı olarak $St.Pr^{2/3}$ ün değışimi yardımıyla Reynolds sayısı aşığıdaki ifadeyle bulunur.

$$Re = \frac{M \cdot D_h}{\mu} = \frac{\rho \cdot V \cdot D_h}{\mu} \quad (4.2.1)$$

Burada;

ρ : Hava yoğunluğu (kg/m^3)

V : Hava hızı (m/s)

μ : Dinamik viskozite (Ns/m^2)

D_h : Hidrolik çap (m)

$$D_h = \frac{4.L.A_c}{A} \quad (4.2.2)$$

Burada;

D_h : Hidrolik çap (m),

L : Boru boyu (m),

A_c : Havanın geçtiği dik kesit alanı (m²),

A : Toplam hava tarafı yüzey alanı (m²)

$$A = A_{kanat} + A_{boru}$$

$$P_r = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad \text{ve} \quad S_t = \frac{h_d}{\rho \cdot C_p \cdot V} \quad (4.2.3)$$

Yoğuşma esnasında yatay boru içindeki taşınım katsayısı

$$h_i = 0.72 \left[\frac{k^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot h_{sb}}{d \cdot \mu \cdot (T_y - T_o)} \right]^{1/4} \quad (4.2.4)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Burada;

T_y : Yoğuşma sıcaklığı (°C),

T_ϕ : Çevre sıcaklığı (°C)

$$T_o = \frac{T_y + T_\phi}{2} \quad (4.2.5)$$

olup film sıcaklığı

$$T_f = T_o + \frac{1}{4}(T_y + T_o) \text{ şeklinde hesaplanır.} \quad (4.2.6)$$

Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucuların toplam ısı geçiş katsayısı, boruların iç yüzey alanı A_i , toplam hava tarafı yüzey alan A , yüzey verimi η , dış yüzey taşınım katsayısı h_i , iç yüzey taşınım katsayısı h_d ve kirlilik faktörü R_f olmak üzere;

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\eta \cdot h_d} + \frac{A}{h_i A_i} + R_f \quad (4.2.7)$$

bağıntısından bulunur.

Yüzey verimi:

Kanat alanı A_f , kanatçık verimi η_f olmak üzere,

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (4.2.8)$$

olarak hesaplanabilir.

Kanatçık verimi:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_1)}{m \cdot L_1} \quad (4.2.9)$$

Burada m kanat parametresi ve L_1 kanat yüksekliğidir.

4.1.3 Hava Soğutmalı Yoğuşturucu Kapasitesine Etki Eden Parametreler

Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucunun kapasitesi çeşitli faktörlere bağlıdır. Bu faktörler; dış alan, sıcaklık farkı (çevre-yoğuşturucu sıcaklığı arasındaki fark), zaman, hava hızı, kanat hatvesi, boru çapı, kanat alanı, ortam rutubeti, kanat temizliği ve hava temizliği olarak sıralanabilir. Belli ebatlardaki bir yoğuşturucu için, kapasiteye en fazla

etki eden faktörler hava hızı ve kanat hatvesidir.

4.1.3.1 Çevre Sıcaklığının Etkisi

Böyle bir yoğuşturucuda, boru içinde soğutucu akışkan dış kısmında ise hava bulunur. Gazların ısı taşınım katsayısı küçük olduğundan iki fazlı akış veya sıvılarla ısı değiştirildiği zaman gaz tarafında genişletilmiş yüzeyler kullanmak gereklidir. Bakımları ve kullanışları basit olmasına rağmen çevre sıcaklığının sürekli değişmesi sebebiyle otomatik kontrol zorlaşır. Çevre sıcaklığı, sistem donanımını çevreleyen hava sıcaklığıdır. Hava soğutmalı yoğuşturucularda aynı zamanda, yoğuşturucuya giren hava sıcaklığıdır. Hava ve soğutucu akışkan buharı arasındaki sıcaklık farkı yoğuşturucu kapasitesini etkiler. Eğer çevre sıcaklığı artarsa yoğuşma sıcaklığı da artar. Hava soğutmalı yoğuşturucuların çoğu, yaklaşık 14°C lik bir sıcaklık farkında işletme esaslarına göre tasarlanırlar. Çizelge 4.2.1' den görüldüğü gibi tipik bir hava soğutmalı yoğuşturucuda 32.2 °C hava şartlarında yoğuşma sıcaklığı yaklaşık 46,1°C olmaktadır. Hava soğutmalı bir yoğuşturucunun bir temel dezavantajı Çizelge 4.2.1' den de görüldüğü gibi su soğutmalı bir yoğuşturucudan daha yüksek yoğuşma sıcaklıklarında çalışmasıdır.

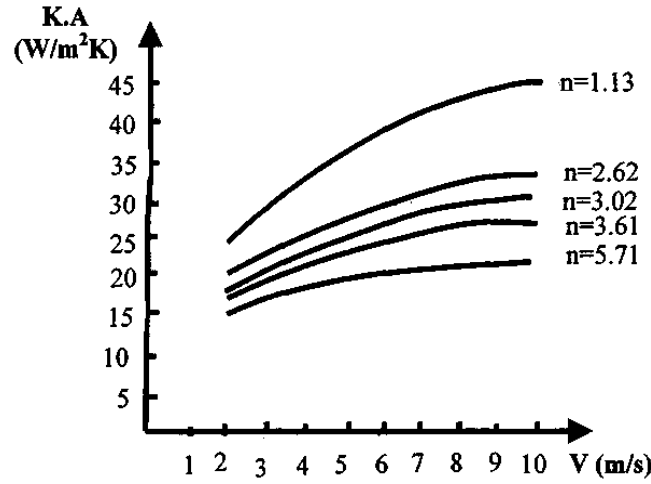
Çizelge 4.2.1 Bir yoğuşturucuda yoğuşma ve çevre sıcaklığındaki değişimi (ÖZKOL 1999)

Yoğuşma Ortamı	Giriş Sıcaklığı°C	Sıcaklık Artışı°C	Çıkış Sıcaklığı°C	Fark °C	Yoğuşma Sıcaklığı
Hava	32.2	7.2	39.4	6.7	46.1
	35.0	7.2	42.2	6.7	48.9
Su	21.1	11.1	32.2	5.6	37.8
	26.7	11.1	37.8	5.6	43.3
23.9°C yaş term.	29.4	5.6	35.0	5.6	40.6

Yüksek yoğuşma sıcaklığı kompresörün daha çok çalışmasına sebep olur. Çünkü soğutucu akışkan buharının basınç ve sıcaklığı daha yüksektir. Bir sistem yazın en sıcak günlerinde soğutma için en yoğun şekilde çalışmaktadır, Yoğuşma sıcaklığı da yüksek çevre sıcaklığı yüzünden en yüksek seviyededir. Endüstriyel ve ticari soğutma sistemlerinde hava soğutmalı yoğuşturucular dışarıya yerleştirilir ve çoğu yıl boyunca çalışmak zorundadır. Kışın, çevre sıcaklığı çok düşük olduğu zamanlarda yoğuşma sıcaklık ve basıncı da düşük olacaktır. Sıvı hattında meydana gelen düşük basınç, kısılma vanasının kapasitesini azaltır. Çünkü kısılma vanasının kapasitesi valf giriş çıkışındaki basınç düşümüne bağlıdır. Buna bağlı olarak kısılma vanası buharlaştırıcıya daha az soğutucu akışkan gönderir, soğutucu akışkan kapasitesi düşer ve bazen buharlaştırıcı serpantininde buzlanma görülür. Kış işletme problemlerini önlemek için hava soğutmalı yoğuşturucular bazen düşük çevre kapasite kontrol tipleri ile donatılırlar. Çevrim dışında sistem çalışmazken, bir hava soğutmalı yoğuşturucu, soğutma sisteminin en soğuk kısmını oluşturur. Bu yüzden soğutucu akışkan yoğuşturucuya doğru yol alacaktır. Bu ise, sistem çalışmadığında buharlaştırıcıda basınç oluşumunu engelleyecek ve emme hattı basıncını düşürecektir. Bunun sonucunda, emme hattındaki alçak basınç otomatik devreye girecek ve kompresör çalışmayacaktır. Çalışma problemini gidermek için yıl boyunca hava soğutmalı yoğuşturucu uygulamalarında genellikle pump down çevrimi uygulanır.

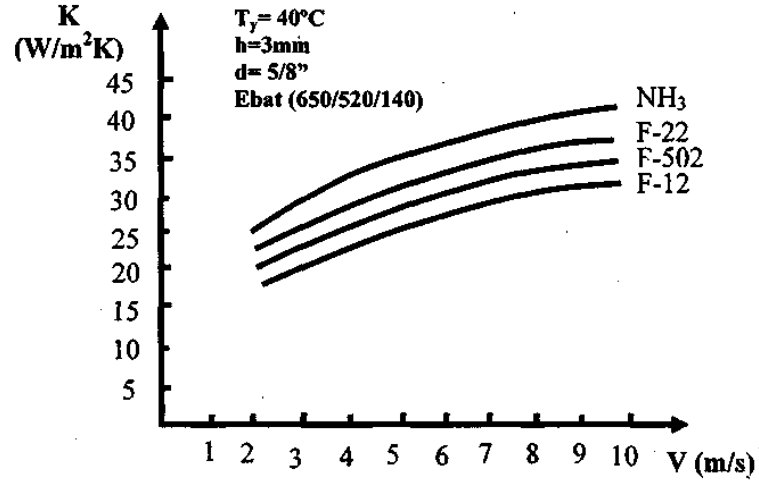
4.1.3.2 Hava Hızının Etkisi

Şekil 4.2.3' de görüldüğü gibi, santimetredeki kanat sayısı sabit tutulduğunda hava hızları arttıkça yoğuşturucunun toplam ısı geçiş katsayısı artmaktadır.



Şekil 4.2.3 Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucuda santimetre kanat sayısı sabit olmak üzere toplam ısı geçiş katsayısının hava hızına göre değışimi (ÖZKOL 1999)

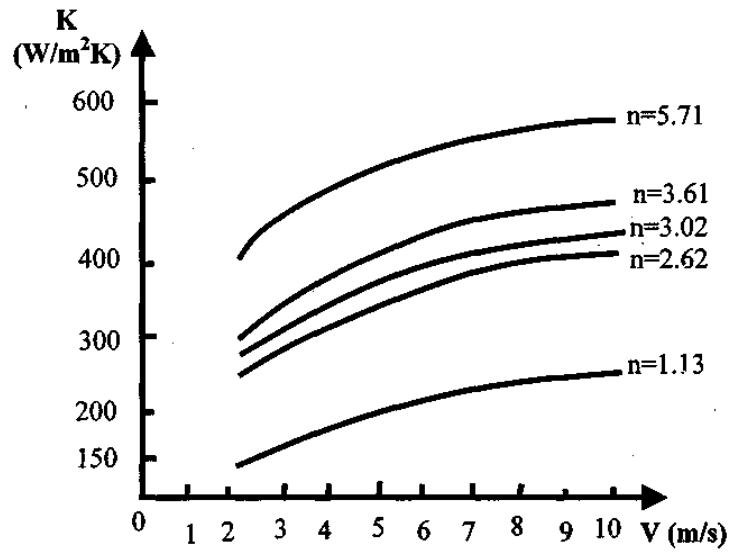
Yoğuşma sıcaklığı $T_y=40^{\circ}C$, hatve aralığı $h=3mm$, yoğuşturucunun boru çapı $d = 5/8''$ sabit alınarak, kanatlı borulu yoğuşturucunun toplam ısı geçiş katsayısının hava hızına bağlı değışimi dört soğutucu akışkan için Şekil 4.2.4' de verilmiştir.



Şekil 4.2.4 Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucunun toplam ısı geçiş katsayısının hava hızlarına göre değişimi (ÖZKOL 1999)

Şekil 4.2.4' den de görüldüğü gibi en fazla toplam ısı geçiş katsayısına sahip NH₃ olup, onu sırasıyla F-22, F-502 ve F-12 takip etmektedir.

Gürültüye sebebiyet vermesinden ve kanatlı borulu yüzeylerin hava ile tam olarak teması sağlanamayacağından pratikte hava hızlarının 4-5 m/s' i geçmemesi tavsiye olunur. Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucuda santimetredeki kanat sayısı sabit olmak üzere toplam ısı geçiş katsayısı ile toplam alanının çarpımının çeşitli hava hızlarına bağlı olarak değişimi Şekil 4.2.5' de gösterilmiştir.



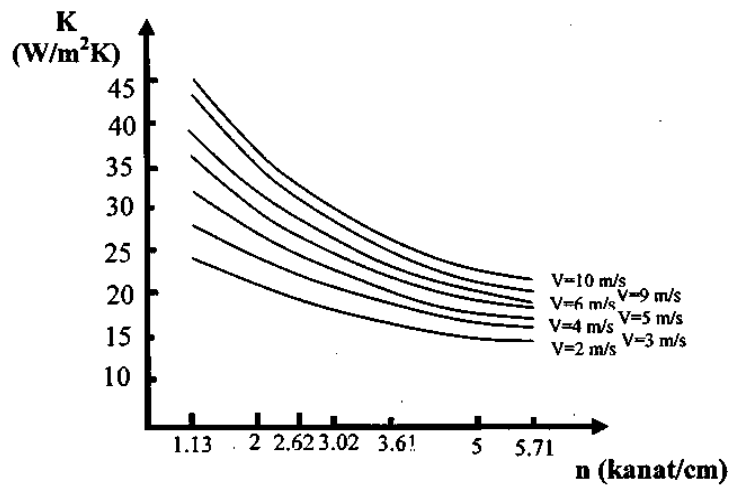
Şekil 4.2.5 Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucuda santimetredeki kanat sayısı sabit olmak

üzere toplam ısı geçiş katsayısı ile toplam alanının çarpımının çeşitli hava hızlarına bağlı olarak değişimi (ÖZKOL 1999)

Şekil 4.2.5' den de görüldüğü gibi K.A çarpımı santimetredeki kanat sayısı sabit tutulup hava hızı arttırıldığında artmaktadır. Aynı zamanda sabit bir hız değeri için de santimetredeki kanat sayısı en fazla olan sistemde, alan artacağından K.A değeri daha büyük olur.

4.1.3.3 Kanat Sayısının Etkisi

Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucunun toplam ısı geçiş katsayısının çeşitli sabit hava hızları için santimetredeki kanat sayısına bağlı olarak değişimi Şekil 4.2.6' da gösterilmiştir.



Şekil 4.2.6 Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucuda sabit hava hızları için toplam ısı geçiş katsayısının santimetredeki kanat sayısına bağlı olarak değişimi (ÖZKOL 1999)

Şekil 4.2.6' da görüldüğü gibi, hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucunun toplam ısı geçiş katsayısı sabit bir hava hızı için santimetredeki kanat sayısı arttıkça azalmaktadır. Pratikte hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucunun kanatlar arası

mesafesi 3-4 mm arasında olması uygun olup, daha küçük aralıklarla kanatçık yerleştirilmemelidir. Çünkü yoğuşturucunun temizlenmesi mümkün olmaz. Soğutma uygulamalarında piyasada kullanılan bazı hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucu kataloglarından elde edilen toplam ısı geçiş katsayıları hesapla bulunan değerlerden %40 ile %60 daha fazla değerde çıkmaktadır. Bu nedenle belli kapasitede kataloglardan seçilen yoğuşturucular, uygulama etiket değerlerinin altındaki kapasitelerde çalışacaklarından, soğutma devrelerinde beklenen randıman elde edilemeyecek ve yoğuşturucu basıncı normal çalışma basıncının üzerinde olacak, bu ise kompresörün daha fazla güç çekmesine neden olarak aynı soğutma kapasitesi için daha fazla enerji tüketimine yol açacaktır. Soğutma devresi için normal kapasitenin altında yoğuşturucu kullanıldığında yoğuşturucu basıncı artacak, dolayısıyla kompresörün normal çalışma durumuna göre sıkıştırma oranı büyüyecek, bu da kompresörün iç verimini ve volümetrik verimini düşürecek segman kayıplarını da arttıracaktır. Kompresör çıkış sıcaklığı da normal şartların daha üstünde bir değere çıkacaktır. Bu gibi çalışma koşulları kompresörün ömrünü de kısaltacaktır. Ayrıca soğutma devresinde yüksek basınç prosestatı yoksa veya arızalıysa, yoğuşturucu basıncı aşırı derecede arttığında, kompresör gücü üzerinde fazla güç çekme durumunda elektrik motoru yanarak tahribata yol açacaktır.

4.2 Buharlaştırıcılar (Evoparatörler)

Bir soğutma sisteminde soğutma serpantini olarak da adlandırılan buharlaştırmacılar, içerisindeki sıvı soğutucu akışkanın, buharlaşırken bulunduğu ortamdan ısıyı çekmesi esasına dayanan cihazlardır. Soğutucu akışkanın beslemesine, çalışma şartlarına, soğutulmak istenen sıvı veya havanın sirkülasyon yöntemine, soğutucu akışkanın kontrol tipine ve uygulamaya göre pratikte çok değişik konstrüksiyonlarda ve boyutlarda buharlaştırmacı tipi bulunmaktadır.

Buharlaştırmacılar temel dizaynları olarak yoğuşturuculardan çok farklı değildir. Önemli iki farkı yoğuşma yerine kaynama olması ve çalışma basıncının kondenserlere göre daha düşük olmasıdır. Soğutkan sıvı fazdan gaz fazına geçerken hacmi oldukça artar, bu yüzden boru içi akışlarda çıkış hızları çok artabilir. Bu problem gövde boru tipi evoparatörlerde çıkış borusu sayısını giriş borusu sayısına göre daha fazla yapılarak

çözülebilir. Buharlaşma gövde tarafında da olabilir. Bu durumda genelde buharlaştırıcı içi seviye kontrolü ile kontrol edilen bir sistemle sıvı soğutkanla dolu olarak tutulur ve maksimum performans sağlanır.

Boru içi buharlaşmadaki ısı transferi mekanizmasında bir problemde çeşitli akış rejimlerini bir arada barındırmasıdır. Bu yüzden buharlaştırıcı dizaynında bu fazları göz önünde bulundurmamak gerekir. İlk bölgemiz sıvı bölgesinde akış için tek fazlı iç akış formüllerini kullanabiliriz.

Örneğin

$$Nu=0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (4.3.1)$$

denklemleri hesaplayabiliriz.

Baloncuklu akıştan itibaren ise şu yaklaşımı uygulayabiliriz (Dittus-Boelter denklemi):

$$h_{TP}=h_{NB}+h_c \quad (4.3.2)$$

buradaki h_c

$$h_c = 0.023\left(\frac{k_l}{D}\right) Re^{0.8} Pr^{0.4} F \quad (4.3.3)$$

formülüyle verilir. F katsayısı Lockhart-Martinelli parametresi ismini verdiğimiz bir katsayıyı kullanarak hesaplanır:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{0.9}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (4.3.4)$$

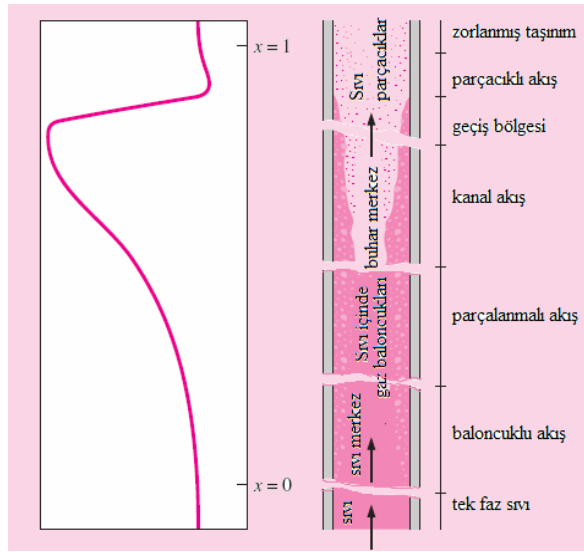
x = doygunluk derecesi kg buhar/kg toplam, l sıvı, v buhar, ρ yoğunluk kg/m^3 , μ viskozite

eğer $\frac{1}{X_{tt}} \leq 0$

$$F = (1 - x)^{0.8} \quad (4.3.5)$$

eğer $\frac{1}{X_{tt}} > 0$

$$F = 2.35 \left(0.213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.736} (1 - x)^{0.8} \quad (4.3.6)$$



Şekil 4.3.1 Boru içerisindeki buharlaşma ve ısı transfer mekanizması (ÇOBAN 2009)

İkinci terim h_{NB} yi hesaplamak için önce iki fazlı bölge için sıvı Reynolds sayısını hesaplarız.

$$Re_l = \frac{G(1 - x)D}{\mu_l} \quad (4.3.7)$$

$$G = \frac{m}{A} \quad (4.3.8)$$

$$Re_{TP} = F^{1.25} Re_l \quad (4.3.9)$$

$$S = \frac{1}{(1 + 2.53e - 6 \text{Re}_{TP}^{1.17})} \quad (4.3.10)$$

$$h_{NB} = 0.00122 \left(\frac{k_l^{0.79} C_{pl}^{0.9} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{*0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} S \quad (4.3.11)$$

$$\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat} \quad ^\circ\text{C} \quad (4.3.12)$$

T_w = duvar sıcaklığı, T_{sat} = doymuş buharlaşma sıcaklığı

$$\Delta P_{sat} = P(T_w) - P(T_{sat}) \quad (4.3.13)$$

σ^* yüzey gerilim kuvvetidir. Buharlaştırıcıların çok büyük bir kısmında buharlaşma boru içinde olduğundan bu denklem kullanılmaktadır. Boru dışı ısı değişimi için de yoğuşma bölümünde verdiğimiz denklemler bire bir kullanılır.

Boru içi buharlaşma için alternatif denklemlerden örnekler de verelim:

Bo Pierre boru içi buharlaşma denklemi: Bu denklem $x_{giriş}=0.1 - 0.16$ için geçerlidir

$$Nu_f = 0.0009 (\text{Re}_f^2 K_f)^{1/2} \quad \text{eğer } x_{çıkış} < 0.9 \text{ ise (tamamlanmamış buharlaşma)} \quad (4.3.14)$$

$$Nu_f = 0.0082 (\text{Re}_f^2 K_f)^{1/2} \text{ tam buharlaşma.} \quad (4.3.15)$$

Buradaki K_f

$$K_f = \frac{\Delta x h_{fg}}{L} \text{ denklemdeki } L \text{ boru boyudur.} \quad (4.3.16)$$

Chaddock-Brunemann boru içi buharlaşma denklemi

$$h_{TP} = 1.91 h_L \left[Bo \cdot 10^4 + 1.5 (1/X_{tt})^{0.67} \right]^{0.6} \quad (4.3.17)$$

$$Bo: \text{ kaynama sayısı} = \frac{Q/A}{h_{fg}(M/A)} \quad (4.3.18)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{0.9} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \text{ Lockart-Martinelli parametresi} \quad (4.3.19)$$

Jung ve Radermacher boru içi buharlaşma denklemi

$$h_{TP} = N_1 h_{sa} + F_1 h_L \quad (4.3.20)$$

h_L tek fazlı ısı transferi (sıvı faz) olup Dittus-Boelter denklemindeki aynı yaklaşımı kullanarak hesaplanabilir.

H_{sa} için ise :

$$h_{sa} = 207 \frac{k_f}{bd} \left(\frac{q}{k_f T_{sat}} \frac{bd}{T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.581} Pr_f^{0.533} \quad (4.3.13)$$

$$bd = 0.0146 \beta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)} \right]^{0.5} \quad \beta = 35^\circ \quad (4.3.14)$$

$$N_1 = 4048 X_{tt}^{1.22} Bo^{1.33} \quad X_{tt} \leq 1 \text{ için} \quad (4.3.15)$$

$$N_1 = 2.0 - 0.1 X_{tt}^{-0.28} Bo^{-0.33} \quad 1 < X_{tt} \leq 5 \text{ için}$$

$$F_1 = 2.37 \left(0.29 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.85}$$

Eğer buharlaşma boru dışında ise Rohsenow denklemini kullanabiliriz.

$$\frac{C_f \Delta T_x}{h_{fg}} = C_{sf} \left[\frac{Q/A}{\mu_f h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)}} \right]^{0.33} \text{Pr}_f^s \quad (4.3.16)$$

Bu denklemde C_f soğutkan sıvı fazının özgül ısısı, ΔT_x soğutkanla boru yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı, h_{fg} , doymuş soğutkan gaz ve sıvı entalpi farkı, σ , yüzey gerilim kuvveti, C_{sf} yüzey pürüzlülük katsayısı bu katsayı yüzeye ve soğutkan cinsine bağlıdır. Bakır yüzeyde kaynayan hidrokarbonlar için 0.013 olarak alınabilir. (Q/A) ısı akısı, μ_f sıvı vizkozitesi, ρ_f , ρ_g doymuş soğutkan sıvı ve gaz yoğunlukları, Pr_f doymuş sıvı Prandtl sayısı, s soğutkan su için 1, diğer soğutkanlar için 1.7 olan bir katsayıdır. Bu denklem göreceli temiz yüzeyler için geçerlidir. Yüzey pürüzlülüğü çok arttığında veya yüzey çok kirlendiğinde geçerliliğini yitirir.

4.2.1 Hava Soğutucu Kanatlı Borulu Buharlaştırıcının Kapasite Hesabı

Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcının kapasitesinin doğru olarak belirlenmesi, soğutma sisteminin performansı açısından oldukça önemlidir.

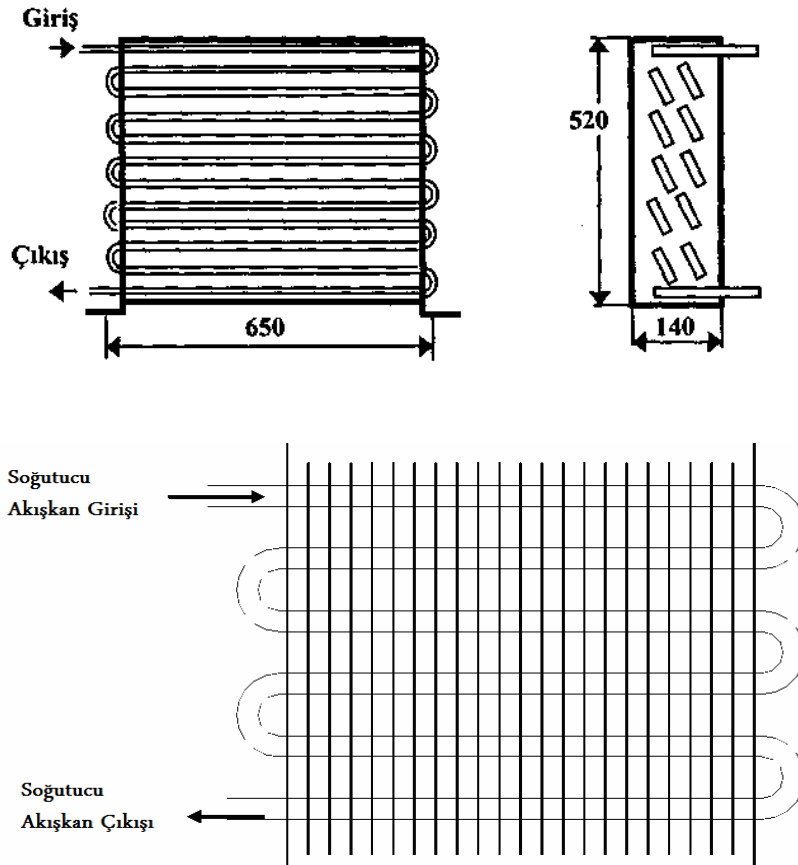
Buharlaştırıcı kapasitesi, gerekli olan kapasiteden küçük seçilirse; soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı ile soğuk oda sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı olması gerekenden fazla olacak ve oda içinden istenilen soğukluk elde edilemeyecek, sistemin çalışma periyodu uzayacak ve buharlaştırıcı üzerinde fazla miktarda kar ve buz oluşacak, buharlaşma basıncı olması gereken değerin altında olacağından kompresör gerektiğinden fazla enerji tüketimine yol açabilir.

Buharlaştırıcı kapasitesi, gerekli olandan daha büyük seçilirse; çalışma süresi düşük olacak, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşma sıcaklığı ile soğuk oda sıcaklığı arasındaki fark olması gerekenden daha düşük olacağından doğal hava sirkülasyonun hızı azalacak, sistemin kuruluş maliyeti lüzumsuz olarak fazla olacaktır.

Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcının kapasitesi çeşitli faktörlere bağlıdır. Bu

faktörler; dış alan, sıcaklık farkı, zaman, hava hızı, kanat hatvesi, soğutucu akışkan çeşidi, boru çapı, kanat alanı, soğuk odanın izafi nemi, kanat temizliği ve buharlaştırıcı dış yüzeyindeki karlanma olarak sıralanabilir.

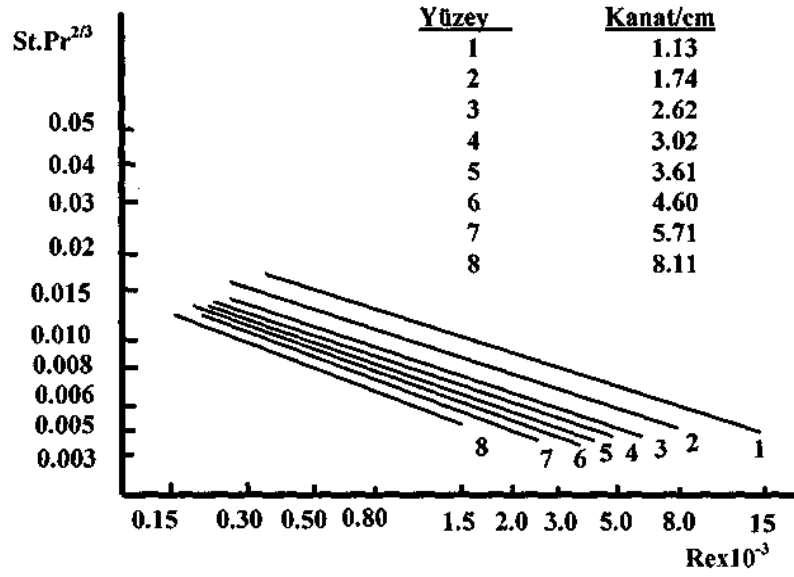
Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcının kapasite hesabında en çok gereken değer olan toplam ısı geçiş katsayısıdır. Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısının hesaplanmasında kullanılan temel ifadeler bu bölümde verilecektir. Şekil 4.3.2’de gösterilen hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcı tipi kullanılarak hesaplar yapılacaktır. Böyle bir buharlaştırıcıda, boru içinde buharlaşma olmakta olan soğutucu akışkan, dış kısımda ise hava bulunmaktadır. Gazların ısı taşınım katsayısı küçük olduğundan, iki fazlı akış veya sıvılarla ısı değiştirildiği zaman gaz tarafında genişletilmiş yüzeyler kullanmak gereklidir.



Şekil 4.3.2 Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcı

Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcının hava taşınım katsayıları santimetredeki kanat

sayısına göre Reynolds sayısı (Re)' na bağılı olarak $St.Pr^{2/3}$ ün değişimi verilmiş olan Şekil 4.3.3' den faydalanarak bulunur.



Şekil 4.3.3 Hava soğutmalı kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde santimetredeki kanat sayısına göre Re sayısına bağılı olarak $St.Pr^{2/3}$ ün değişimi (ÖZKOL 1999)

$$R_e = \frac{V \cdot D_h}{\nu} = \frac{\rho \cdot V \cdot D_h}{\mu} \quad (4.3.17)$$

Burada;

- ρ : Hava yoğunluğu (kg/m^3)
- V : Hava hızı (m/s)
- ν : Kinematik viskozite, m^2/s
- μ : Dinamik viskozite (Ns/m^2)
- D_h : Hidrolik çap (m)

$$D_h = \frac{4 \cdot L \cdot A_c}{A} \quad (4.3.18)$$

Burada;

- D_h : Hidrolik çap (m),
- L : Boru boyu (m),
- A_c : Havanın geçtiği dik kesit alanı (m^2),

A : Toplam hava tarafı yüzey alanı (m²)

$$A = A_{\text{kanat}} + A_{\text{boru}} \quad (4.3.19)$$

$$P_r = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad \text{ve} \quad S_t = \frac{h_d}{\rho \cdot C_p \cdot V} \quad (4.3.20)$$

Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısı, boruların iç yüzey alanı A_i , toplam hava tarafı yüzeyi A , dış yüzey verimi η , dış yüzey taşınım katsayısı h_d , iç yüzey taşınım katsayısı h_i , iç yüzey kirlilik faktörü R_{fi} , ve dış yüzey kirlilik faktörü R_{fd} olmak üzere,

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\eta \cdot h_d} + \frac{A}{h_i \cdot A_i} + R_{fd} + \frac{A \cdot R_{fi}}{A_i} \quad (4.3.21)$$

bağıntısından bulunur.

Yüzey verimi:

Kanat alanı A_f , kanatçık verimi η_f olmak üzere,

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (4.3.22)$$

olarak hesaplanabilir.

Kanatçık verimi:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_i)}{m \cdot L_i} \quad (4.3.23)$$

Burada m kanat parametresi ve L_i kanat yüksekliğidir.

Buharlaşma esnasında yatay borular içindeki iç yüzey taşınım katsayısı;

$$h_i = \left[\frac{k_{bs}^3 \cdot \rho_b \cdot (\rho_b - \rho_s) \cdot g \cdot (h_{sb} + 0.4 \cdot C_{pb} \cdot T_x)}{d \cdot \mu_b \cdot \Delta T_x} \right]^{1/4} \quad (4.3.24)$$

ifadesiyle hesaplanır.

Burada;

h_i : İç yüzey taşınım katsayısı (W/m^2K)

k_{bs} : Soğutucu akışkanın sıvı ve buhar durumları için ortalama ısı iletim katsayısı (W/mK)

$$k_{bs} = \frac{k_b + k_s}{2} \quad (4.3.25)$$

olarak bulunur.

ρ_b : Soğutucu akışkanın buhar durumundaki yoğunluğu (kg/m^3)

ρ_s : Soğutucu akışkanın sıvı durumundaki yoğunluğu (kg/m)

h_{sb} : Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısı (J/kg)

C_{pb} : Soğutucu akışkanın buhar durumunda, sabit basınçtaki özgül ısı (J/kgK)

d : Boru iç çapı (m)

μ_b : Akışkanın buhar durumundaki viskozitesi (Ns/m)

$$\Delta T_x = T_w - T_b \quad (4.3.26)$$

T_b : Soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklığı ($^{\circ}C$)

T_w : Boru iç cidar sıcaklığı ($^{\circ}C$)

$$T_f = \frac{T_w + T_b}{2} \quad (4.3.27)$$

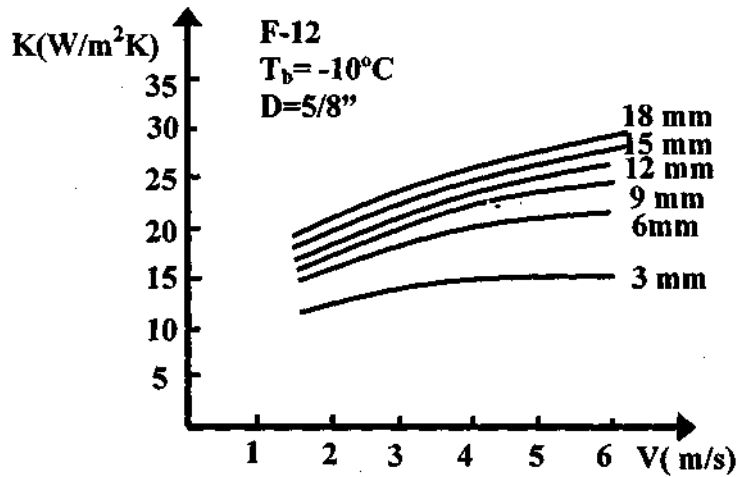
boru iç yüzey film sıcaklığıdır.

4.2.1.1 Hava Soğutucu Kanatlı Borulu Buharlaştırıcı Kapasitesine Etki Eden Parametreler

Yukarıda daha önce değinildiği gibi soğutma sistemlerinde kullanılan hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcının kapasitesi çeşitli faktörlere bağlıdır. Aynı tipteki bir hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısına etki eden parametreler kanat hatve, hava hızı, buharlaşma sıcaklığı, boru çapı ve buz kalınlığıdır.

4.2.1.1.1 Kanat Hat ve Aralığının Etkisi

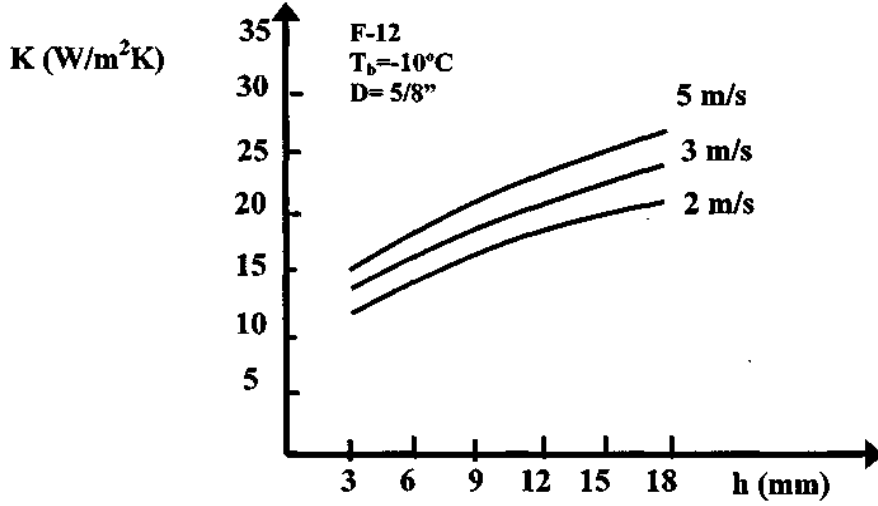
Şekil 4.3.3' de gösterilen buharlaştırıcı tipi ve boyutları için toplam ısı geçiş katsayıları çeşitli hava hızları, bir santimetredeki farklı kanat sayıları (farklı hatve aralıkları), farklı buharlaşma sıcaklıkları, farklı boru çapları ve çeşitli soğutucu akışkanlar için elde edilen değerler grafikler halinde sunulmuştur. Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcıda hava hızları sabit olmak üzere, toplam ısı geçiş katsayısının hatve aralıklarına göre değişimi de Şekil 4.3.4' de gösterilmiştir. Burada soğutucu akışkan F-12 ve soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı -10°C dir. Şekilden de görüldüğü gibi santimetredeki kanat sayısı sabit tutulduğunda, hava hızları arttırıldığında buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısı artmaktadır.



Şekil 4.3.4 Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcı hava hızları sabit olmak üzere, toplam ısı geçiş katsayılarının hatve aralıklarına göre değişimi (ÖZKOL 1999)

Hava soğutmalı kanatlı borulu buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısının çeşitli sabit hava hızları için hatve aralığına bağlı olarak değişimi Şekil 4.3.5' de gösterilmiştir.

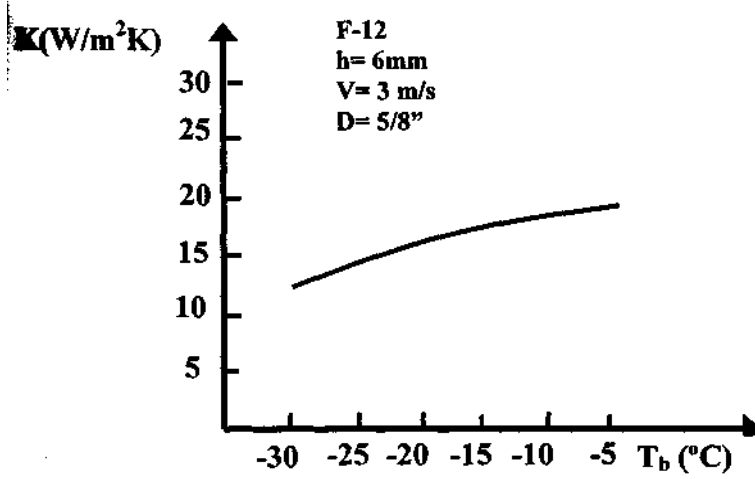
Burada soğutucu akışkan F-12, $T_b = -10^\circ\text{C}$ dir. Şekilden de görüldüğü gibi toplam ısı geçiş katsayısı, hatve aralığı arttıkça artmaktadır.



Şekil 4.3.5 Hava soğutmalı kanatlı borulu buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısının çeşitli sabit hava hızları için hatve aralığına bağlı olarak değişimi (ÖZKOL 1999)

4.2.1.1.2 Buharlaşma Sıcaklığının Etkisi

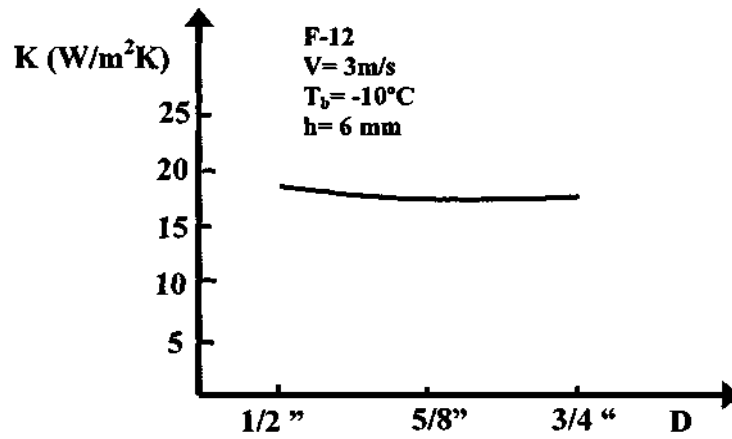
Hava soğutmalı kanatlı borulu buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısının, sabit hatve aralığı ve sabit hava hızı için buharlaşma sıcaklığına bağlı değişimi Şekil 4.3.6' da gösterilmiştir. Burada soğutucu akışkan F-12, hava hızı 3 m/s ve hatve aralığı 6 mm ve boru çapı 5/8" dir. Şekilden de görüldüğü gibi buharlaşma sıcaklığı arttıkça, toplam ısı geçiş katsayısı az da olsa artmaktadır.



Şekil 4.3.6 Hava soğutmalı kanatlı borulu buharlaştırıcıda toplam ısı geçiş katsayısının buharlaşma sıcaklıklarına göre değişimi (ÖZKOL 1999)

4.2.1.1.3 Boru Çapının Etkisi

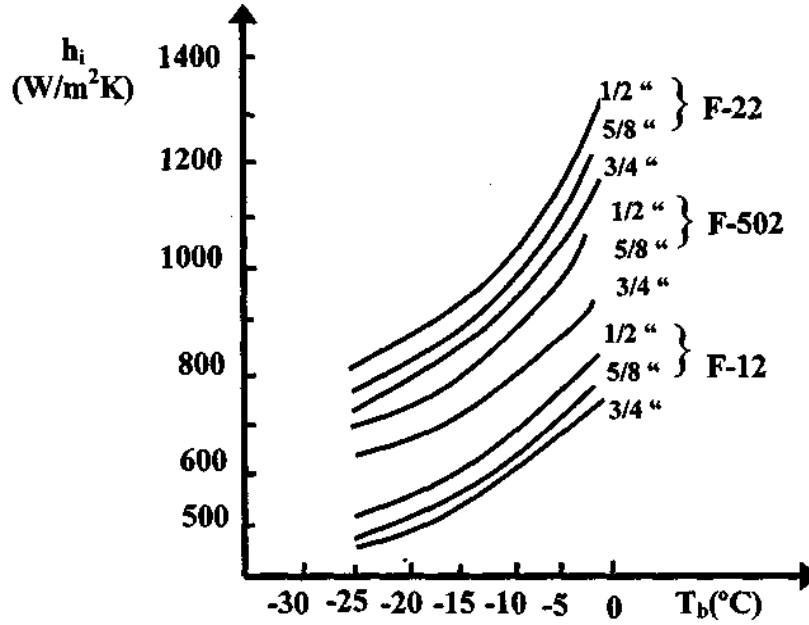
Hava soğutmalı kanatlı borulu buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısının, sabit hava hızı, sabit hatve aralığı ve sabit buharlaşma sıcaklığı için boru çapına bağlı olarak değişimi Şekil 4.3.7’ de görülmektedir. Burada soğutucu akışkan F-12, hava hızı 3 m/s, hatve aralığı 6 mm ve buharlaşma sıcaklığı -10°C dir.



Şekil 4.3.7 Toplam ısı geçiş katsayısının, sabit hava hızı, sabit hatve aralığı ve sabit buharlaşma sıcaklığı için boru çapına bağlı olarak değişimi (ÖZKOL 1999)

Şekil 4.3.7’den de görüldüğü gibi boru çapı büyüdükçe içteki taşınım katsayısı küçülmektedir.

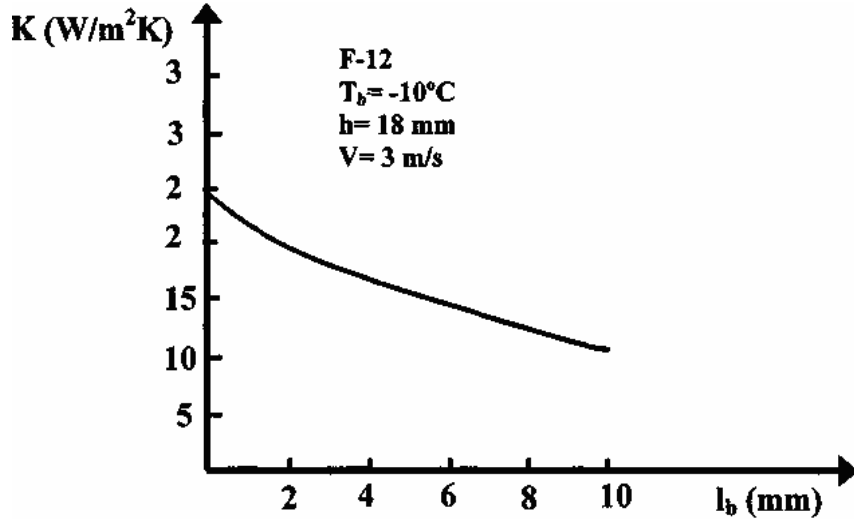
Boru içinde buharlaşma durumunda, içteki taşınım katsayısının çeşitli soğutucu akışkanlar ve değişik boru çapları için buharlaşma sıcaklıklarına bağlı değişimi ise Şekil 4.3.8’de gösterilmiştir.



Şekil 4.3.8 İçteki taşınım katsayısının çeşitli soğutucu akışkanlar ve değişik boru çapları için buharlaşma sıcaklıklarına bağlı değişimi (ÖZKOL 1999)

4.2.1.1.4. Buz Kalınlığının Etkisi

Buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısının buz kalınlığına göre Şekil 4.3.9’da verilmiştir. Şekil 4.3.9’da görüldüğü gibi buz kalınlığı arttıkça toplam ısı geçiş katsayısı azalmaktadır. Bir santimetre kalınlığında buz tabakası için toplam ısı geçiş katsayısı %50 civarında azalmaktadır. Yapılan hesaplarda buzun ısı iletim katsayısı $0.2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ alınmıştır.



Şekil 4.3.9 Hava soğutucu kanatlı borulu buharlaştırıcıda toplam ısı geçiş katsayısının buz tabakası kalınlığına göre değişimi (ÖZKOL 1999)

Hava soğutmalı kanatlı borulu buharlaştırıcıların hesap yoluyla bulunan toplam ısı geçiş katsayısı ile bazı firmaların imalat kataloglarından bulunan (aynı hava hızı ve aynı hatve aralığı için) toplam ısı geçiş katsayısı karşılaştırıldığında kataloglarda bulunan değer, hesaplara bulunan değerlerden %25 ile %30 civarında daha fazla olmaktadır. Böylece kataloglardan seçilen buharlaştırıcılar uygulamada, katalog değerlerinin altında bir kapasitede çalışacaklarından soğutma düşecek ve buharlaştırıcı basıncı düşeceğinden kompresör daha fazla güç harcayacak, dolayısıyla aynı soğutma kapasitesi için daha fazla enerji tüketimine yol açacaktır.

5. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

5.1 Soğutucu Akışkan Tipleri

Mineral soğutucu akışkanlar (NH₃, CO₂)

CFC'ler (R12, R11 gibi) (terk edilecek gazlar)

HCFC'ler (R22, R508, R402A, R123) (geçiş dönemi gazları)

HFC'ler (R134a, R404A, R32) (uzun vadeli gazlar)

HC'ler (R600, R600a, R290) (yanıcı ve patlayıcı gazlar)

5.2 Yaygın Olarak Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Kimyasal İsimleri

R500 serisi azeotrop karışımları R500, freon-500, R502, freon-502, R400 serisi azeotrop olmayan karışımları ifade eder. Ayrıca halokarbon olmayan akışkanlarda rakam o gazın atom ağırlığını gösterir. Örneğin NH₃, R717 olarak numaralandırılmıştır.

Karışım ve inorganik soğutucu akışkanların dışındaki CFC, HCFC ve HFC gruplarındaki soğutucu akışkanlar aşağıda belirtilen sisteme göre numaralandırılırlar. Eğer atom sayıları eşit ve aynı ise karbon yörüngesindeki dizilişlerine ve bulunuş sırasına göre sonlarına a,b,c veya A,B,C gibi harf verilir (Örneğin R134, R134a, R134b). Buradaki R harfi İngilizce (Refrigerant) soğutucu akışkan teriminin karşılığıdır ve Amerikan normlarında kullanılır. Almanlar ise Freon ifadesinden gelen F harfini kullanırlar.

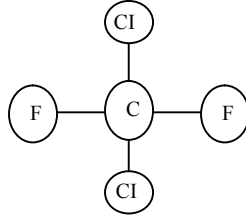
I. sayı = Karbon-1 (eğer 0 ise yazılmaz), II. sayı = Hidrojen+1, III.sayı = Flor

R12, dikloro difloro metan (CCL₂F₂), R22, monokloro difloro metan (CHCLF₂)

R124, Monokloro tetrafloro etan (CHCLF₂CF₃), R134, Tetra floroetan (CHF₂CHF₂)

R134a, Tetra floroetan (CHF₂CHF₂)

Örnek: Dikloro difloro metan CHL2F2 (R12)



I. sayı = C-1 = 1-1 = 0 (eğer 0 ise yazılmaz)

II. sayı = H+1=0+1= 1

III. sayı = F= 2

R10 ile R50 metan serisi soğutucu akışkanlar

R110 ile R170 etan serisi soğutucu akışkanlar

R216ca ile R290 propan serisi soğutucu akışkanlar

RC316 ile RC318 sıklık organik bileşik soğutucu akışkanlar

R400 ile R411B zeotropik karışım akışkanlar

R500 ile R509 azeotropik karışım soğutucu akışkanlar

R600 ile R620 çeşitli organik bileşik soğutucu akışkanlar

R630 ve R631 azot bileşikler

R702 ile R764 inorganik bileşikler

R1112a ile R1270 doymamış organik bileşikler.

5.3 Soğutucu Akışkanların Tanımlanması İçin Uluslararası Standartlar

Çizelge 5.1’de Amerikan Isıtma Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneğinin (ASHRAE 34) tayin ve tespit ettiği soğutucu akışkan standartları verilmiştir. Her soğutucu akışkan bir numaraya sahiptir ve önlerine genellikle bir R harfi konur. Bu numaralar, soğutucu akışkanların çok uzun kimyasal adlarının teşhis edilmesi için kullanılmaktadır.

Halokarbon bileşikleri terimi, Çizelge 5.1’de gösterildiği gibi verilen kimyasal gruptaki elementlerin (halojenler) ihtiva ettikleri bileşiklerinden meydana geldiği için verilmiştir. Bu grup; flor, klor, brom ve iyottan oluşmaktadır. Fakat bu bileşik listelerinde iyot bulunmaz.

Çizelge 5.1 Soğutucu akışkanlar için ASHRAE34 sınıflandırması

Soğ. No	Kimyasal İsmi	Formül	Soğ. No	Kimyasal İsmi	Formül
METAN SERİSİ			ETAN SERİSİ		
R10	Karbon tetra klorür	CCl_4	R110	Hegza klor etan	CCL_3CCL_3
R11	Tri klor flor metan	CCL_3F	R111	Penta klor flor etan	$\text{CCL}_3\text{CCL}_2\text{F}$
R12	Di klor diflor metan	CCL_2F_2	R112	Tetra klor di flor etan	$\text{CCL}_2\text{FFCCL}_2\text{F}$
R12B1	Brom klor di flor metan	CBrClF_2	R112a	Tetra klor di flor etan	$\text{CCL}_2\text{CCLF}_2$
R12B2	Di brom diflor metan	CBr_2F_2	R113	Tri klor tri flor etan	$\text{CCL}_2\text{FCCLF}_2$
R13	Klor tri flor metan	CCLF_3	R113a	Tri klor tri flor etan	CCL_3CF_3
R13B1	Brom tri flor metan	CBrF_3	R114	Di klor tetra flor etan	$\text{CClF}_2\text{CCLF}_2$
R14	Karbon tetra flor	CF_4	R114a	1,2-diklor1,2,2,2tetraflor etan	CCl_2FCF_3
R20	Kloroform	CHCl_3	R114B2	1,2-dibrom-1,1,2,2tetraflor etan	$\text{CBrF}_2\text{CBrF}_2$
R21	Di klor flor metan	CHClF_2	R115	Klor penta flor etan	$\text{CCl}_2\text{F}_2\text{CF}_3$
R22	Klor di flor metan	CH_2ClF	R116	Hegza flor etan	CF_3CF_3
R22B1	Brom di flor metan	CHBrF_2	R120	Penta klor etan	$\text{CHCl}_2\text{CCl}_3$
R23	Triflorometan	CH_2Cl_2	R123	2,2-diklor1,1,1,1-triflor etan	CHCl_2CF_3
R30	Metilenklorür	CH_2F_2	R123a	1,2-diklor1,1,2-triflor etan	CHClFCClF_2
R31	Monoflorometan	CH_3F	R124	2-klor1,1,1,2-tetraflor etan	CHClFCCl_3
R32	Di flor metan (metil florit)	CH_2F_2	R124a	1-klor1,1,2,2-tetraflor etan	$\text{CHF}_2\text{CClF}_2$
R40	Klor metan (metil klorit)	CH_3Cl	R125	Pentaflor etan	CHF_2CF_3
R41	Flor metan (meil florit)	CH_3F	R133a	2-klor1,1,1,1-triflor etan	CH_2ClCF_3
R50	Metan	CH_4	R134a	Tetraflor etan	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$
PROPAN SERİSİ			R140a	Triklor etan (metil kloroform)	CH_3CCl_3
R216ca	1,3-diklor1,1,2,2,3,3-hegza flor propan	$\text{CCLF}_2\text{CF}_2\text{CClF}_2$	R141b	1,1-diklor1,1-flor etan	CCl_2FCH_3
R218	Okta flor propan	$\text{CF}_3\text{CF}_2\text{CF}_3$	R142b	1-klor1,1,1-diflor etan	CClF_2CH_3
R245cb	1,1,1,2,2-penta flor propan	$\text{CF}_3\text{CF}_2\text{CH}_3$	R143a	1,1,1-triflor etan	CF_3CH_3
290	Propan	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$	R150a	1,1-diklor etan	CHCl_2CH_3
SIKLIK ORGANİK BİLEŞİKLER			R152a	1,1-diflor etan	CHF_2CH_3
C316	1,2-diklor1,2,3,3,4,4-hegza flor siklo bütan	$\text{C}_4\text{Cl}_2\text{F}_6$	R160	Klor etan (etil kolrit)	$\text{CH}_2\text{CH}_2\text{Cl}$
C317	Klor hepta flor siklo bütan	C_4ClF_7	R170	Etan	C_2H_6
C318	Okta flor siklo bütan	C_4F_8	HİDROKARBONLAR		
ZEOTROP KARIŞIMLAR			R600	Bütan $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$	
Soğ. No	İsmi/Oranı		R600a	İzo-bütan $\text{CH}(\text{CH}_3)_3$	
R401A	R22/152a/124 (53/13/34)		OKSİJEN BİLEŞİKLERİ		
R401B	R22/152a/124 (61/11/28)		R610	Etil eter $\text{C}_2\text{H}_5\text{OC}_2\text{H}_5$	
R401C	R22/152a/124 (33/15/52)		R611	Metil format HCOOCH_3	
R402A	R125/290/22 (60/2/38)		AZEOTROP KARIŞIMLAR		
R402B	R125/290/22 (38/2/60)		Soğ. No	İsmi/Oranı	
R403A	R290/22/218 (5/75/20)		R500	R12/152a (74.8/26.2)	
R403B	R290/22/218 (5/56/39)		R501	R22/12 (75/25)	
R404A	R125/143a/134a (44/52/4)		R502	R22/115 (48.8/51.2)	
R405A	R22/152a/142b/C318 (45/7/4.5/42.5)		R503	R23/13 (40.1/59.9)	
R406A	R22/600a/142b (55/4/41)		R504	R32/115 (48.2/51.8)	
R407A	R32/125/134a (20/40/40)		R505	R12/31 (78/22)	
R407B	R32/125/134a (10/70/20)		R506	R31/114 (54.1/44.9)	
R407C	R32/125/134a (23/25/52)		R507A	R125/143a (50/50)	
R407D	R32/125/134a (15/15/70)		R508A	R23/116 (39/61)	
R408A	R125/143a/22 (7/46/47)		R508B	R23/116 (46/54)	
R409A	R22/124/142b (60/25/15)		R509A	R22/218 (44/56)	
R409B	R22/124/142b (65/25/10)		İNORGANİK BİLEŞİKLER		
R410A	R32/125 (50/50)		R702	Hidrojen H_2	
R410B	R32/125 (45/55)		R704	Helyum He	
R411A	R1270/22/152a (1,5/87,5/11)		R717	Amonyak NH_3	
R411B	R1270/22/152a (3/94/3)		R718	Su H_2O	
R412A	R22/218/142b (70/5/25)		R720	Neon Ne	
R413A	R134a/R218/R600a (88/9/3)		R728	Azot N_2	
R416A	R124/R134a/R600a (39,5/59/1,5)		R732	Oksijen O_2	
R417A	R125/R134a/R600a (46,6/50/3,4)		R740	Argon Ar	
R420A			R744	Karbon dioksit CO_2	
R421A	R125/R134A (%58/%42)		R744A	Azot dioksit N_2O	
R422A	R125/R134a/R600a		R764	Kükürt dioksit SO_2	
R422D	R125/R134a/R600a		AZOT BİLEŞİKLERİ		
R423A	R134a/R227 (%52.5/47.5)		R630	Metil amin CH_3NH_2	
R427A	R32/R125/R143A/R134A (%15/25/10/50)		R631	Etil amin $\text{C}_2\text{H}_5\text{NH}_2$	

5.4 Soğutucu Akışkanların Uygulama Alanları

5.4.1 Yapay Soğutucu Akışkanlar

5.4.1.1 (Klordiflormetan; CHClF₂)

Kaynama noktası 1,013 bar'da -40,8 0C / molekül ağırlığı 86,5 kg/kmol

R22 basınç oranının daha küçük olması avantaj ise de amonyak gibi orta basınç soğutucu akışkandır. Böylelikle iki kademe ile -60 ila -75 0C sıcaklıklara inilebilir. Pistonlu kompresörler, vidalı ve rotorlu kompresörler normalde R22 ile kullanılabilirken hermetik tipler önemli bir yüzdeliği oluştururlar. Düşük sıcaklıklarda, yüksek süpürme hacimli santrifüj kompresörlerde dahi kullanılabilir. R22 soğutucu akışkanı R12 ve R502 yerine geçiş akışkanıdır. Aynı süpürme hacmi için soğutma etkisi R12'den %60 fazla olduğu unutulmamalıdır.

R22 oldukça iyi bilinen ve yaygın olarak denenmiş bir soğutucu akışkandır. Dünyanın her yerinde hala sıkça kullanılmaktadır ve donmuş gıda teşhir kabinleri, dik tip dondurucular, yatık dondurucular, klimalar, soğuk odalar, bilimsel amaçlı donmuş muhafaza odaları, taşıma amaçlı soğutma, ticari soğutma (özellikle süper marketler), endüstriyel soğutma ve ayrıca ısı pompalarında geniş uygulamaları karşılamaktadır.

R22 yanıcı ve zehirleyici değildir (EC standart sınır değeri [TLV-TWA] 1000 ppm). ODP değeri R12'den %94.5 daha azdır. Kalan %5.5 ODP değeri ile “ozon tabakasına zararlı” olarak etiketlenmiştir. Uluslararası düzenlemeler ile halihazırda HCFC'ler için terk ediş süreci başlamıştır (Montreal Protokolü, EC düzenlemeleri).

Soğutulan makine şartlarında R22 termal ve kimyasal olarak kararlıdır. Metaller ile uyumluluğu R12 ile mukayese edilebilir. Standart yapı malzemeleri: bakır, pirinç, monel metal, nikel, dökme demir, çelik ve alüminyum.

Magnezyum, kurşun, çinko ve alüminyum alaşımlarında ağırlıkça %2'den fazla magnezyum kullanılmamalıdır.

Plastik ve elastomerlere karşı R12'den daha agresiftir ve kurşunu farklı derecelerde etkilemektedir. Kloropren kauçuk(CR), klorosülfonatlı polietilen kauçuk (CSM) ve politetrafloretilen (PTFE) kullanılabilir.

Ancak akriliknitril butadiyen kauçuk (NBR veya HNBR) ve florinli kauçuk tipleri (FPM tipleri) kullanılamaz.

R22 ile madeni yağlar yüksek sıcaklıklarda iyi karışım yaparlar, ancak düşük sıcaklıklarda karışımda tabakalaşma oluşur. Büyük tabakalaşma düşük sıcaklık uygulamalarında yağın kompresöre geri dönüşünü zorlaştırır. Bu durumda yüksek verimli bir yağ ayırıcı veya yarı sentetik yağ kullanımı tavsiye edilir.

5.4.1.2 R23 (Trifluoromethane; CHF₃)

Kaynama noktası 1.013 bar – 82.0°C / Molekül ağırlığı 70.0 kg/kmol

R23 mükemmel bir yüksek basınçlı soğutkan olup çok düşük sıcaklıklar (-60 ile -100 °C) oluşturmak için R13'ün alternatifidir. Fiziksel ve termodinamik özellikleri R13 değerlerine küçük farklarla yakın sayılır. Buhar basınçları düşük sıcaklık kademelerinde R13'e benzerdir. Eşdeğer soğutma kapasiteleri için enerji tüketimleri yaklaşık benzerdir. R23'ün birim süpürme hacmi başına soğutma etkisi R13'ten daha yüksektir. Sıcaklıklar düştükçe farklar daha küçülmeye başlar (-60°C'de %25 civarında iken -100°C'de sadece %1'dir). Her iki soğutkan için soğutma tesir katsayıları eşittir.

R23 sıklıkla kaskat sistemlerinde -60°C ile -100°C buharlaşma sıcaklıkları ve -10°C ile -40°C yoğunlaşma sıcaklıkları için kullanılır. Endüstriyel soğutma uygulamalarında (örnek olarak gaz ayırma ve kimyasal işlemler) ilaç üretim tesisleri, sağlık klinik uygulamalar, malzeme testi, yüksek basınç odaları, test odaları ve mevcut R13'lü tesislerin dönüştürülmesinde kullanılır.

R23 yanıcı değildir ve uygun kullanımda sağlığa zararlı değildir (UL tarafından 6 grup sınıflandırmaya uygundur). R23'ün AEL değerleri 1000 ppm'dir.

R23'ün termal ve kimyasal kararlılığı mükemmeldir. Soğutma makine tasarımında kullanılan metallerle uyumludur. Ancak çinko, magnezyum, kurşun ve alüminyum alaşımlarında ağırlıkça %2'den fazla magnezyum bulunursa R23 ile kullanılmaz.

Elastomer kloropren kauçuk (CR), stiren butadiyen kauçuk (SBR) ve akrilonitril butadiyen kauçuk (NBR) sızdırmazlık elemanı olarak minimum şişme ile kullanılabilir.

R23 poliolester yağlarla uyumludur.

5.4.1.3 R32 (Diflormetan; CH₂F₂)

Kaynama sıcaklığı 1.013 bar'da – 51.7°C / Molekül ağırlığı 52.0 kg/kmol

R32 mükemmel termodinamik özelliklere sahiptir. Soğutmadaki karakteristikleri ile R502 ve R22'ye benzer. Ancak R32 saf olarak dikkate alınmamalı, çünkü buhar basınçları ve basma hattı sıcaklıkları oldukça yüksektir. Üstelik R32 alevlenme sınırlarına sahiptir (hava ile %12.7 ila %33.4). Bu nedenle R32 “yüksek yanıcı” olarak etiketlenmelidir. Diğer taraftan R32 R22 ve R13B1 soğutkanlarının alternatifleri için iyi bir karışım elemanıdır. R410A ve R407C gibi akışkanlarda hâlihazırda R32 bulunur.

R32 oldukça iyi ısı transfer karakteristikleri göstermektedir.

R32 zehirsizdir. PAFT test sonuçları TVL (EŞİK SINIR DEĞERİ) 1000 ppm değeri için sınır olmaktadır. R22'nin AEL değerleri 1000 ppm'dir.

R32 kimyasal ve termal olarak son derece kararlıdır. Soğutma makine tasarımlarında kullanılan çelik, bakır, alüminyum ve pirinç ile uyumludur. Çinko, magnezyum, kurşun ve alüminyum alaşımlarından kaçınılmalıdır.

R32'nin plastik ve elastomerlere karşı davranışı R12 ve R22 gibi iyidir. Şu maddelerle yalnızca minimal ve düşük kabarma etkisi oluşturur; politetrafloretilen (PTFE), kloropren kauçuk (CR), akrilonitril butadiyen kauçuk (NBR), hidrojenli akrilonitril

butadiyen kauçuk (HNBR) ve klorosülfanatlı polietilen (CSM). Florinli kauçuk (FPM) tipleri tavsiye edilmez.

5.4.1.4 R123 (1.1-Diklor-2.2.2-trifloroetan; CHCl_2CF_3)

Kaynama noktası 1.013 bar 27.8°C / Molekül ağırlığı 152.9 kg/kmol

R123 düşük basınçlı bir soğutkan olup R11 yerine kullanılabilir.

R123 klor içerdiğinden kaçak durumunda ozon tabakasına zarar verir. R123'ün ozon delme potansiyeli R11 veya R12'ye göre yaklaşık %1,2 civarındadır. R123 Montreal Protokolü ve Avrupa Birliği'nin yeni düzenlemeleri kapsamında 1 Ocak 2010 tarihinden buyana yasaklanmıştır. Yeni soğutucu akışkan ancak tamir amaçlı kullanılabilir. Bu süreç 31 Aralık 2014 tarihine kadar devam edecektir.

Fiziksel ve termodinamik özellikleri R11 değerlerinden az bir sapma gösterir. Ancak R123'ün süpürme hacmi başına soğutma ve soğutma tesir katsayısı daha düşüktür. R123 kompresörünün süpürme hacmi aynı kapasitedeki R11 kompresöründen daha büyük olmalıdır. R123; endüstriyel ve ticari soğutma sistemlerinde kullanılan özellikle santrifüj su soğutma gruplarında kullanılır. R123; ısı pompalarında kullanılan Organik Rankin Çevrimleri (ORC) için de uygundur.

R123'ün bir avantajı R11 ile dönüşüm yapılırken yeni soğutma yağı gerektirmemesidir. R11 ile uyumlu madeni yağlar R123 içinde kullanılabilir. Bunun ötesinde santrifüj soğutma gruplarında R11'den R123'e dönüşümde yağ değişimine gerek yoktur. R123 ve R11 yağlarla karışım yapabilir. Sızdırmazlık elemanları ve filtreler değiştirilmelidir. Bu dönüşümde hermetik kompresör kullanımı uygun değildir, çünkü R123 motor sargılarına zarar verir. Bu durumlarda açık tip R123 kompresörleriyle tamamen değişim yapılması önerilir.

R123 dönüşümlerinde geçiş akışkanı olduğundan özellikle eski R11 kullanılan soğutma grupları için sınırlı servis süresi için geçerli olduğu unutulmamalıdır.

R123 yanıcı değildir. R123'ün 10 ile 30 ppm TLV-TWA değerleri tavsiye edilir. R123 kullanılan santrifüj soğutma guruplarının bulunduğu ortamdaki ölçümler bu değerleri aşmamalıdır. Çalışma teknik ölçümler yapıldığında güvenli şekilde sürdürülebilir.

Minimum ozon delme potansiyeli %0,02 olduğundan R123 “ozon tabakasına zararlı” olarak etiketlenmiştir. R123 soğutma şartlarında termal ve kimyasal olarak kararlıdır. Karbon çeliğine, bakır ve alüminyuma davranışı R11'e benzer, ancak içinde nem olduğunda özellikle yüksek sıcaklıklarda korozyon oluşturur.

5.4.1.5 R124 (2-Klor-1,1,1,2-tetrafluoretan; CF₃CHClF)

Kaynama noktası 1.013 bar –12.0°C / Molekül ağırlığı 136,5kg/kmol

R124 özellikle yoğunlaşma sıcaklığının 80°C'den yüksekte olduğu uygulamalar için uygundur. Çevresel kaygılar için ısı pompalarında R114 yerine kullanılabilir. R124 yanmaz soğutucu akışkan karışımlarında örnek olarak R12 yerine kullanılan R401 ve R409 karışımlarında kullanılır.

R124 ASRAE 34 tarafından A1 emniyet sınıfına alınmıştır. Kararlı termal ve kimyasal etkilerinin yanında düşük zehirleyiciliğe sahiptir.

R124 soğutma sistemlerinde kullanılan tüm metaller ile uyumludur. Sistemde nem bulunursa 150°C'nin üzerinde korozyon etkisi ortaya çıkar. Üretici firmalar nem oranını minimum seviyede tutmak için uygun kurutucu filtre (XH-7, XH-9 veya benzeri) kullanımını tavsiye etmektedir.

R124'ün elastomerler ile uyumluluğu için kullanımdan önce sıcaklığa bağlı olarak test edilmelidir; neopren, butil ve florosilikon kauçuklar tercih edilmelidir. Kullanmadan önce uyumluluk testleri yapılmalıdır. Naylon, PVC ve Polietilen R124 ile kullanılabilir ancak plastikler seçilmeden önce özgün testler yapılmalıdır.

R124'ün ozon delme potansiyeli %0,03'tür. Ulusal şartnamelere göre ozon delen maddeler kapsamında dikkate alınmalıdır.

5.4.1.6 R125 (Pentafloretan; CHF₂CF₃)

Kaynama noktası 1.013 bar – 48.1°C / Molekül ağırlığı 120.0 kg/kmol

R125 düşük sıcaklık uygulamaları için geliştirilmiş bir alternatiftir. Fiziksel, termodinamik ve soğutma özellikleri R502'ye benzer. Ancak buhar basınçları daha yüksektir.

R125; kuramsal hesaplamalarda R502'den daha yüksek soğutma kapasitesine sahiptir. Sıvı aşırı soğuması R502'ye kıyasla soğutma verimini artırır. Buna rağmen R125'in soğutma tesir katsayısı R502'den daha küçüktür.

R125 soğutkanı R502 ve ayrıca R22 yerine kullanılabilir, ancak su soğutma guruplu soğutma tesislerinin düşük buharlaşma sıcaklıkları, düşük sıcaklıklı ticari besin depolama ve nakliye uygulamaları gibi sınırlı uygulama kademelerinde tercih edilir. Molekül ağırlığı avantajı nedeniyle R125, santrifüj soğutma guruplarının kullanıldığı soğutma tesislerinde saf soğutkan madde olarak da kullanılabilir.

R125 yanıcı olmadığından soğutucu akışkan karışımları için güvenilir bir elemandır. Örnek olarak R507, R404A, R410A ve R407C verilebilir.

R125, zehirleyicilik olarak güvenlidir. PAFT testlerinde TVL (eşik sınır değeri) 1000 ppm olarak tavsiye edilir.

R125, termal ve kimyasal olarak kararlıdır. Soğutma sistemlerinde kullanılan çelik, bakır, pirinç ve alüminyum gibi metallerle uyumludur. Çinko, magnezyum, kurşun ve alüminyum alaşımları %2'den fazla magnezyum içermemelidir.

R125, geleneksel olarak kullanılan plastik ve elastomerler ile uyumludur. Florinli kauçuk (FPM) tipleri, hidrojenli akrinilik butadiyen kauçuk (HNBR) ve silikon kauçuk tavsiye edilmez. Plastik ve elastomerler farklı formüllerde olabileceği için herhangi bir durumda kullanmadan önce test yapılmalıdır. Poliolester yağlar R125 için uygundur.

5.4.1.7 R134a (1.1.1.2-Tetraflor etan; CH₂FCF₃)

Kaynama noktası 1.013 bar – 26.1°C / Molekül ağırlığı 102.0 kg/kmol

R123A ilk üretilen alternatif soğutkan olup günümüzde sanat eseri olarak gösterilmektedir. R134a ev tipi soğutucular, otomotiv klimaları, ısı pompaları, santrifüj soğutma gurupları, transport ve ticari soğutma gibi tüm pratik uygulamalarda R12'nin yerine kullanılabilir.

R134a yanıcı ve zehirleyici değildir. PAFT testlerine dayalı TLV (eşik sınır değeri) hacimsel olarak 1000 ppm olarak belirlenmiştir.

Soğutma makinelerinin yapımında kullanılan tüm metaller ve metal alaşımları ile kullanılabilir. Sadece çinko, magnezyum, kurşun ve alüminyum alaşımları ve %2'den fazla magnezyum içeren alüminyum ile kullanılmamalıdır. Paslanmaz çelik, bakır, pirinç, veya alüminyum gibi metaller üzerinde iyi hidroliz özelliklerine sahiptir.

R134a sadece şu plastik ve elastomerlerle hafif ve orta derecede şişme oluşturur: Polietilen (PE), polipropilen (PP), polivinilklorür (PVC), poliamid (PA), polikarbonat (PC), epoksi reçine, politetrafloretilen (PTFE), poliesatel (POM), kloropren kauçuk (CR), akrolinitril butadiyen kauçuk (NBR) ve hidrojenli akrolinitril butadiyen kauçuk (HNBR). Ancak yağlama yağının etkisi de dikkate alınmalıdır. R134a ve/veya PAG ve poliolester yağlarla etilen-propilen-dien kauçuk (EPDM) teması düşük şişme etkisi gösterir. Esnek hortum bağlantıları poliamid conta içermelidir.

R134a ile üç anstrom süzgeç çapındaki moleküler filtreler kurutucu olarak kullanılmalıdır. R134a ile uyumlu soğutma makine yağları, PAG yağı (otomotiv iklimlendirme sistemlerinde) ve özellikle poliolester yağları kullanılır.

5.4.1.8 R143a(1.1.1-Triflor etan; CH₃CF₃)

Kaynama noktası 1.013 bar – 47.2°C / Molekül ağırlığı 84.0kg/kmol

R143a'nın termofiziksel, termodinamik ve soğutma özellikleri R502'ye benzer. R143a'nın R502 alternatifi olması için gereken tüm ön şartları karşılamaktadır, ancak yanıcıdır. Sadece bu karakteristiği (patlama sınırları %7.1 ile %20.9 hacim hava) onun R502'nin saf biçimde alternatifi olmasını engellemektedir. Çünkü patlama sınırları yüzünden R143a “yüksek derece patlayıcı” olarak etiketlenmiştir. Bununla birlikte R143a R502'nin yerine kullanılan alternatif karışımları arasında bulunur. Böylelikle R502 ve R404A soğutma kabinleri, soğuk odalar, süpermarket soğutma sistemleri, buz makineleri ve transport soğutma uygulamaları için kullanılmaktadır.

R143a zehirsizdir. AEL değerleri 500 ppm'dir. R143a termal ve kimyasal olarak kararlıdır. Soğutma makineleri yapımında kullanılan standart metaller ile olduğu kadar, plastik ve elastomerler ile de uyumludur. Çinko, magnezyum, kurşun ve %2'den fazla magnezyum içeren alüminyum alaşımları, florinli kauçuk tiplerinden kaçınılmalıdır. Plastik ve elastomerler farklı formüllerde olabileceği için herhangi bir durumda kullanmadan önce test yapılmalıdır.

5.4.1.9 R152a (1.1-Diflor etan; CH₃CHF₂)

Kaynama noktası 1.013 bar – 24.0°C / Molekül ağırlığı 66.1kg/kmol

R152a orta soğutma kademesi için üretilmiş orta basınçlı bir soğutkandır. Fiziksel, termodinamik ve soğutma karakteristikleri R12' ve R134a'ya benzer. Her ne kadar R152a soğutkanı R12 için iyi bir alternatif olsa da yanıcılık (yanıcılık sınırları %3.7-21.8 hacim hava) özelliği nedeniyle saf olarak kullanılmaz. Bu nedenle R152a “yüksek derecede yanıcı” olarak etiketlenmiştir. R152a yanıcı olmayan soğutkan karışımlarında tercihen karışım gazı olarak kullanılır. R12 yerine R401 karışımları (R22/R152a/R124) ve R405 karışımları (R22/R152/R142b/RC318) ve ayrıca R502 yerine R411 karışımları (R1270/R22/R152a) kullanılmaktadır. R401 karışımları, R405 ve R411 akışkan

karışımları klor içeren R22, R124 ve R142b gazlarından oluştuğundan bir ODP değerine sahiptir.

R152a zehirsizdir. UL (Underwriters Laboratories) laboratuvarı sınıflandırmasına göre 6. gruptadır. AEL değeri 1000 ppm'dir.

R152a termal ve kimyasal olarak kararlıdır. Soğutma makinelerinin yapımında kullanılan çelik, bakır, ve pirinç gibi standart metaller ile uyumludur. Çinko, magnezyum, kurşun ve %2'den fazla magnezyum içeren alüminyum alaşımları, florinli kauçuk tiplerinden kaçınılmalıdır.

R152a ile bağlantılı olarak kloropren kauçuk (CR) ve akrilonitril butadiyen kauçuk (NBR) gibi plastik ve elastomerler standart HFC'ler ile kullanılabilir. Florokauçuk (FPM) tiplerinin kullanımından kaçınılmalıdır. Özel plastik ve elastomerler farklı formüllerden oluşabileceği için uygulamadan önce uygunluk testi yapılması tavsiye edilmektedir.

5.4.1.10 R227 (1.1.1.2.3.3-Heptaflor propan;CF₃CHF₂CF₃)

Kaynama noktası 1.013 bar –16.5°C / Molekül ağırlığı 170.0kg/kmol

R227; R114 ve R12B1 gibi soğutkanlar yanında özel alanda R12'nin uzun vadeli alternatifidir. R227 özellikle yüksek yoğunlaşma sıcaklık uygulamaları için uygundur. R227'nin termodinamik özellikleri R12 ile R114 arasındadır. Birim süpürme hacmi başına soğutma etkisi R114'ten %50 yukarıda, R12'nin %40 altındadır. Kuramsal çevrime bağlı soğutma tesir katsayıları R12 ve R114'ten daha düşüktür.

R227 öncelikle çelik endüstrisindeki kabin klimaları ve yüksek sıcak ısı pompaları gibi yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılır. Bunun dışında ORC sistemlerine ait uygulama alanlarında veya orta sıcaklık sensörlerinde dolgu gazı olarak kullanılır. Genellikle R227 yoğunlaşma sıcaklığı 75°C'den yüksek olduğu durumlarda R134a'nın muhtemel alternatifidir. R134a'nun 75°C'deki buhar basıncı 24 bar iken R227'nin basıncı 17 bar'dır.

R227 yanıcı değildir, zehirlilik etkisi R12 gibidir. Termal ve kimyasal olarak kararlıdır. TLV (eşik sınır değeri) 1000 ppm olarak tavsiye edilir.

R227'nin metaller ile uyumu R12'ye benzerdir. Soğutma makinelerinin yapımında kullanılan tüm metaller ile uyumludur. Sadece çinko, magnezyum, kurşun ve %2'den fazla magnezyum içeren alüminyum alaşımlarından kaçınılmalıdır.

Kloropren kauçuk (CR) ve akrilidonitril butadiyen kauçuk (NBR) gibi elastomer tipleriyle ihmal edilebilen minimal şişme gösterir. Florinli kauçuk (FPM) tipleri formülüne, gözlenebilen kabarcıklanma oluşumuna bağlı şişirme gücüne bağlı olarak tavsiye edilir. Bununla birlikte yağlama yağının etkisi dikkate alınmalıdır. Madeni yağın yokluğunda R227 ve/veya PAG ve poliolester yağlarla etilen-propilen-dien kauçuk (EPDM) teması düşük şişme etkisi gösterir.

R227 tüm diğer HFC soğutkanlar gibi geleneksel madeni yağlar ile karışım yapmaz. R227 poliolester ve poliolkilin glikol (PAG) yağlar ile karışımli olup geniş sıcaklık ve bileşim kademelerinde kullanılır.

5.4.1.11 R404A (Yakın-azeotrop CHF₂CF₃/CH₃CF₃/CH₂FCF₃ = %44/52/4)

Kaynama noktası 1.013 bar'da: kabarcıklanma sıcaklığı -46.6°C, çiğlenme sıcaklığı -45.8°C. Molekül ağırlığı 97.6k g/kmol'dür.

R404A soğutkanı R502'nin uzun vadeli bir alternatifidir. R403A'nın soğutma makinelerinde kullanımı geniş şekilde açıklanacaktır. Birim süpürme hacmi başına düşen soğutma etkisi R502 ile mukayese edilebilir. -40°C'de buharlaşma sıcaklığında kuramsal soğutma etkisi R502'den %5 daha azdır. R404A'nın soğutma tesir katsayısı R502'den yaklaşık %5-8 daha azdır. Kızgınlığın artmasıyla R404A'nın soğutma tesir katsayısı R502'den daha iyi hale gelmektedir.

R404A soğutkanı R125, R143a ve R134a'nın (ağırlıkça %44/52/4) yakın zeotrop karışımıdır. R404A, R507'ye benzer olarak R502 alternatifi olarak tasarlanmıştır. Ana kullanımı -20°C ila -50°C arasındaki düşük buharlaşma sıcaklıklarının kullanıldığı ticari

uygulamalardır. Bununla birlikte bu soğutucu akışkan orta sıcaklık uygulamalarında kullanıldığı gibi iklimlendirme uygulamalarında da kullanılır. Bunun nedeni tekli bir akışkana göre geniş bir buharlaşma kademesine sahip olmasıdır. Bunun ötesinde R404A ve R507'nin birim süpürme hacmi başına soğutma etkisi orta sıcaklık kademelerinde R134a'yı aşmaktadır. Bu avantajlarına karşılık soğutma tesir katsayıları ters orantılı olarak daha düşüktür. Yüksek buharlaşma basınçlarında R404A'nın soğutma tesir katsayısı R134a'dan daha düşüktür. R404A'nın buharlaşma basıncı R507'den daha düşüktür. Kuramsal çevrimlerde R404A'nın birim süpürme hacmi başına soğutma etkisi olduğu kadar soğutma tesir katsayısı da R507'den düşüktür. Ayrıca kaynamadaki yüzeysel ısı transfer katsayısı R507'nin altındadır (taşmalı evaporatör kullanan tesislerde bu etki önemlidir). Mevcut R502 kullanan tesislerde sistem R404A'ya dönüştürülebilir. CFC'den HFC'ye dönüşümde gerekli prosedürler burada da geçerlidir (yağ değişimi/madeni yağın tahliyesi, malzeme uyumunun kontrolü, genişleme valfi uyumu veya değişimi, emme hattı filtresinin konulması, vb.)

R404A yanıcı değildir, zehirliliği R502'ye benzer ve termal-kimyasal olarak kararlıdır. R404A'nın TLV (eşik sınır değeri) 1000 ppm'dir.

R404A'nın metallerle uyumu R502'ye benzer. Soğutma makinelerinin yapımında kullanılan tüm metaller ile kullanılabilir. Sadece çinko, magnezyum, kurşun ve %2'den fazla magnezyum içeren alüminyum alaşımlarından kaçınılmalıdır.

Elastomer tipleriyle yapılan malzeme uyum testlerinde cloropren kauçuk (CR) ve akrilonitril butadiyen kauçuk (NBR) düşük şişirme etkisine sahip olup ihmal edilebilir. Florinli kauçuk (FPM) tipleri, gözlenebilen kabarcıklanma oluşumuna bağlı şişirme gücüne bağlı olarak tavsiye edilir. Bununla birlikte yağlama yağının etkisi dikkate alınmalıdır. Madeni yağın yokluğunda R404A ve/veya PAG ve poliolester yağlarla etilen-propilen-dien kauçuk (EPDM) teması düşük şişme etkisi gösterir.

Tüm HFC'lerde veya HFC karışımlarında olduğu gibi R404A madeni yağlarla karışım yapmaz. R404A farklı poliol ester yağlarla sıcaklık ve bileşim oranına bağlı olarak iyi karışım yapar.

5.4.1.12 R 407C (Zeotrop CH₂F₂/CHF₂CF₃/CH₂FCF₃ = ağırlıkça %23/25/52)

Kaynama noktası 1,013 barda: kabarcıklaşma noktası sıcaklığı -43,8 0C, çiğlenme noktası -36,7 0C'dir. Molekül ağırlığı 86,2 kg/kmol'dür.

R22 alternatifi olarak ne saf maddelerin, ne azeotrop veya kısmen azeotropik karışımların özellikleri HCFC-22 özelliklerine uymaz. R407Csoğutucu akışkanı R125, R32 ve R134a'nın (%25/23/52) zeotropik bir üçlü karışımı olup yaklaşık 7K sıcaklık kaynamasına sahiptir. R22'nin bazı uygulamalarında uzun vadeli bir alternatiftir. İklimlendirme uygulamaları için birim süpürme hacmi başına soğutma etkisi ile soğutma tesir katsayısı yaklaşık olarak R22'ye eşittir.

R407C için kullanılacak ısı değiştiricilerin seçimi kritik önem arz etmektedir. R22 ile çalışan bir tesiste kondenser ve evaporatör tarafında boru-yüzey tipi ısı değiştirici kullanılıyorsa R407C'ye dönüşümden sonra soğutma kapasitesinde %10, STK değerinde %18 azalma ortaya çıkar. Bu olay zeotrop karışımların yüzeysel ısı iletkenlik katsayısının düşük olmasından kaynaklanır. Hava soğutmalı tesisler ile lamelli ısı değiştiricilerde bu etki son derece dikkat çekicidir ve performans verileri mukayese edilebilir. Bazı durumlarda R22 çalışma şartlarından daha iyi olabilir.

Sıcaklık kayması kaçak durumunda problem olabilir. Düşük kaynama sıcaklığında (R32 ve R125) buhar kaçaklarına neden olurken dolaşan karışımın konsantrasyonu yüksek kaynama sıcaklıklı R134a'ya doğru kayar. R407C mutlaka sıvı halinde doldurulmalıdır. Gaz fazında silindir içinde ayrışma olmaktadır.

Mevcut R22 tesisleri R407C'ye dönüştürülebilir. Bu tip bir değişiklik için R407C uyumludur ancak tesis parametreleri, özellikle ısı değiştiriciler kesin olarak gözden geçirilmelidir. Taşmalı evaporatörler büyük miktarda kaçak eğilimi olan tesisler olduğundan R407C'ye dönüştürülmemelidir. Genelde santrifüj kompresörlü soğutma tesisleri asla R407C'ye dönüştürülemez.

R32 yanıcıdır, diğer taraftan R125 ve R134a yanıcı değildir. Her ikisi de R407C orijinal karışımı içinde tüm buhar ve sıvı karışımlarında (kaçak durumunda bile) yanıcı değildir.

R407C termal ve kimyasal olarak kararlıdır ve R22'den daha düşük oranda zehirlilik seviyesine sahiptir. Karışımların müsaade edilen hacimsel oranları (TLV) 1000 ppm'dir.

Metallerle uyumluluğu R22 ile kıyaslanabilir. Soğutma makinelerinin imalatında kullanılan tüm standart malzemelerle kullanılabilir. Çinko, kurşun, magnezyum ve alüminyum alaşımları ağırlıkça %2'den fazla magnezyum içermemelidir.

R407C'nin elastomerlere göre davranışı diğer karışımlara benzer. Kloropren kauçuk (CR), akrilonitril butadiyen kauçuk (NBR) veya hidrojene akrilonitril butadiyen kauçuk (HNBR) R407C ile uyumlu elastomer tipleridir. Florine kauçuk (FPM) tiplerinin şartlandırılmış olanları tavsiye edilir, bazı formüller kabarcıklanma ve şişme oluşturur. Buna rağmen yağlama yağlarının herhangi bir etkisinin olup olmadığı dikkate alınmalıdır. Poliester yağ ile etilen-propilen butadiyen kauçuk (EPDM) sadece düşük bir şişme etkisi oluşturur. Uygulamadan önce, bazı özel plastikler ve elastomerler farklı formüllü olabileceği için deneylere tabi tutulmaları tavsiye edilir.

R407C madeni yağ ile karışmaz. Farklı poliester yağlar R407C ile sıcaklığa ve orana bağlı olarak iyi karışım yaparlar.

5.4.1.13 R410A (Yakın-azeotrop $\text{CH}_2\text{F}_2/\text{CHF}_2\text{CF}_3$ = ağırlıkça % 50/50)

Atmosfer basıncında kaynama sıcaklığı kabarcıklaşma noktası -51,6 0C, çiğ noktası -51,55 0C'dir. Moleküler ağırlığı 72,6 kg/kmol'dür.

R410A uluslararası olarak R22'nin uzun vadeli alternatifi olarak tercih edilmektedir. Bununla birlikte R13B1 için de bir alternatiftir. Bu soğutucu akışkan çok düşük sıcaklık kayması ile yakın-azeotrop özellikler gösterir. Orta basınçlı soğutma tesislerinde, klimalarda ve ısı pompalarında R22 yerine veya yeni tesislerde kullanılır. Temel farkı R22'den daha yüksek çalışma basınçlarına sahip olmasıdır. R410A 420C yoğunlaşma sıcaklığında 25 bar basınçlara ulaşmakta iken R22 bu basınçlarda sadece 62 0C'de kalmaktadır. R410A'nın en büyük avantajı birim süpürme hacmi başına soğutma etkisinin R22'den %50 daha fazla olmasıdır. Bu yolla daha küçük elemanlar kullanılarak kompakt cihazlar yapılabilir. Kompresörler gibi soğutma elemanları bu

basınç artışına göre tasarlanmalıdır. Yüksek çalışma basınçları ortaya çıktığından R410A mevcut R22’li tesislerde dönüşüm için uygun değildir. Dönüşüm için tesis tasarımında revizyon yapılarak R407C geçiş tavsiye edilir.

R410A’nın iklimlendirme cihazları; ısı pompaları, soğuk depolar, ticari ve endüstriyel soğutma uygulamaları olup düşük sıcaklık kademeleri için R13B1’in alternatifidir. R13B1 için dönüşüm yöntemleri başarıyla uygulanabilmektedir.

R410A yanıcı ve zehirli değildir. PAFT deneylerine göre TVL (eşik sınır değeri) değeri 1000 ppm olarak tavsiye edilmektedir. R32 ve R125 gazlarının AEL değerleri 1000 ppm’dir.

R410A termal ve kimyasal olarak kararlıdır. Soğutma makinelerinin imalatında kullanılan çelik, bakır, alüminyum ve pirinç gibi tüm standart malzemelerle kullanılabilir. Bununla birlikte çinko, kurşun, magnezyum ve alüminyum alaşımları ağırlıkça %2’den fazla magnezyum içermemelidir.

R410A ile aşağıdaki plastik veya elastomerlerde minimum veya düşük şişme oluşur: Poliamid (PA), fenol reçinesi, politetraflor etilen (PTFE), poliasetal (POM), kloropren kauçuk (CR) ve hidrojene edilmiş akrilonitril butadiyen kauçuk (HNBR). Uygulamadan önce, bazı özel plastikler ve elastomerler farklı formüllü olabileceği için deneylere tabi tutulmaları tavsiye edilir. Ayrıca yağlama yağlarının herhangi bir etkisinin olup olmadığı dikkate alınmalıdır. Florine kauçuk (FPM) tipleri tavsiye edilmez. Poliester yağ ile etilen-propilen butadiyen kauçuk (EPDM) sadece düşük bir şişme etkisi oluşturur. Poliester yağlar R410A ile uyumludur.

5.4.1.14 R507A (Azeotrope*DA002 CHF₂CF₃/CH₃CF₃ = ağırlıkça %50/50)

Kaynama noktası 1.013 bar’da – 47.1 °C / Molekül ağırlığı 98.9kg/kmol

R507; daha önce R502 veya R22 kullanılan düşük sıcaklık uygulamaları için uzun vadeli alternatiftir. R502 ile fiziksel, termodinamik, soğutma ve çalışma özellikleri olarak uyumaktadır. Basma hattı sıcaklığı R502’den daha küçüktür ve birim süpürme

hacmi başına soğutma etkisi bazı çalışma şartlarında R502'nin üzerinde olup soğutma tesir katsayısı minimal bir düşme göstermektedir. Özellikleri azeotrop olduğu için R502'nin en uygun alternatifidir.

Buharlaştırma sıcaklık kademesi +10 ile -45°C olan kompresörler önerilir. Bununla birlikte R507 normal sıcaklık kademelerinde R134a yerine de kullanılabilir. Buradaki R507'nin avantajı birim süpürme hacmi başına soğutma etkisinin daha fazla olması, düşük ve orta sıcaklık soğutma kapasitelerinde bir gaz ile sağlanabilmesidir. Buna rağmen daha küçük soğutma tesir katsayısı bir dezavantajdır.

R507'nin tipik kullanım alanları; soğutma kabinleri veya soğuk depolar, süpermarket soğutma sistemleri, buz makineleri, transport soğutması, ticari ve endüstriyel soğutma tesisleri. R507 soğutkanı yeni soğutma uygulamalarında kullanıldığı gibi eski sistemlerde dönüşüm yoluyla da kullanılabilir. R502'nin daha önceki alternatifi R404A zeotrop olduğu için R507'ye göre dezavantajlıdır.

R507 yanıcı değildir ve zehirsizdir. TLV (eşik sınır değeri) R507 için 500 ppm olarak hesaplanmıştır.

R507 termal ve kimyasal olarak kararlıdır. Metaller ile uyumu R134a gibidir. Soğutma makineleri yapımında kullanılan tüm metaller ile kullanılabilir. Yalnızca çinko, kurşun, magnezyum ve ağırlıkça %2'den fazla magnezyum içeren alüminyum alaşımlarından kaçınılmalıdır. Depolama testleri paslanmaz çelik, bakır, pirinç, veya alüminyum gibi metaller üzerinde iyi hidroliz özelliklerine sahip olduğunu göstermiştir.

R134a sadece şu plastik ve elastomerlerle hafif ve orta derecede şişme oluşturur: Polietilen (PE), polipropilen (PP), polivinilklorür (PVC), poliamid (PA), polikarbonat (PC), epoksi reçine, politetrafloretilen (PTFE), poliesatel (POM), kloropren kauçuk (CR), akrolinitril butadiyen kauçuk (NBR) ve hidrojenli akrolinitril butadiyen kauçuk (HNBR). Ancak yağlama yağının etkiside dikkate alınmalıdır. R134a ve/veya PAG ve poliolester yağlarla etilen-propilen-dien kauçuk (EPDM) teması düşük şişme etkisi gösterir. R507 ile poliolester yağların kullanımı uygundur.

5.4.1.15 Solkatherm® SES36 (Azeotrop %65 CF₃CH₂CF₂CH₃/ %35 PFPE)

Kaynama noktası 1.013 bar'da +35.6°C / Molekül ağırlığı 184.85kg/kmol

Solkatherm® SES36; hidroflorokarbon CF₃CH₂CF₂CH₃ ve perflorine polieter (PFPE) akışkanlarının azeotrop bir sıvı karışımıdır. Bu akışkan ORC sistemleri ve yüksek sıcaklıklı ısı pompaları gibi yüksek sıcaklık uygulamalarının yanında makine elektronik soğutma sistemlerinde; dolaylı veya daldırma tipi soğutma yöntemiyle kullanılır.

Solkatherm® SES36 soğutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılan metaller ile uyumludur. Bununla birlikte yüksek sıcaklık ve /veya basınçlarda çinko, alüminyum ve magnezyum gibi metaller ile reaksiyon oluşturabilir.

Elastomer alanı için tavsiye edilen sızdırmazlık elemanları neopren ve EPDM, termoplastik alanı için PVC, PP ve PS tavsiye edilir.

5.4.1.16 R417A(Zeotrop DZ001 CHF₂CF₃/CH₂FCF₃/C₄H₁₀ = ağırlıkça %46.6/46.6/3.4)

Kaynama noktası 1.013 bar -38.1°C / Molekül ağırlığı 106.8 kg/kmol

R417A yüksek buharlaşma sıcaklıklarında, iklimlendirme uygulamalarında örnek olarak bireysel iklimlendirme cihazlarında R22'nin alternatifidir. Ozon tabakasına zarar vermez ve ekonomik olmayan HFC dönüşümü yerine (örnek olarak R407C) R22 sistemlerinde servis akışkanı olarak kullanılabilir.

R417A iyi bir termal ve kimyasal kararlılığa sahiptir. Bu sınıflandırma ASHRAE 34'e göre zehirsiz ve yanıcı olmayan A1 sınıfı ile uyumludur.

R417A soğutma makinelerinin yapımında kullanılan yaygın metaller ile genelde uyumludur.

Sadece çinko, magnezyum, kurşun ve %2'lik kısmı magnezyum olan alüminyum alaşımlarından kaçınılmalıdır.

R417A'nın performans karşılaştırmaları R22'ye göre düşük soğutma performansına ve soğutma tesir katsayısına sahip olduğu deneysel ölçümlerle doğrulanmıştır. Sapma değerleri sırasıyla %15 ve %20 aralığında görülmektedir.

R417A; R125, R134a ve bütan'dan (%46.6/50.0/3.4) oluşan zeotrop karışımdır. R417A R22'nin yerini almıştır. Ana kullanım alanları buharlaşma sıcaklığının 0°C üzerinde olduğu sistemlerdir.

Genellikle R417A ile R22 ile değişimlerinde olağan noktalar dikkate alınmalıdır. (Yağ geri dönüşünün sağlanması, gerekli yağ ilavesi/tahliyesi, malzeme uyumlulukları, TGV, emiş filtresi uyumu veya değişimi)

R417A kullanılan soğutma sistemlerinde taşmalı buharlaşma tavsiye edilmez. Çünkü zeotropik özelliklerinden dolayı istenmeyen karışım ayrılma etkileri oluşur ve düzenli yağ geri dönüşümü garanti edilmeyebilir.

Suni kauçuk ve NBR gibi sentetik kauçuk denemelerinde uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Florin kauçuk sadece belirli limitlerde tavsiye edilmektedir, çünkü bazı uygulamalarda güçlü şişme ve kabarcıklanma görülebilir (diğer HFCler ile benzerdir). Farklı formüle sahip polimer ve elastomerler için deneysel çalışma yapılması tavsiye edilir.

5.4.1.17 R417B (Zeotrop DZ001 CHF₂CF₃/CH₂FCF₃/C₄H₁₀ = ağırlıkça %79/18.25/2.75)

Kaynama noktası 1.013 bar'da -44-9°C / Molekül ağırlığı 113.07 kg/kmol.

R417B düşük ve orta sıcaklıklardaki R22 soğutucu akışkanının yerini almıştır. Bunun hiçbir ozon delici potansiyeli ve servis soğutucu akışkanı olarak R22'li sistemlerde kullanıldığında standart HFC (ör R507) ile değişimlerinde ekonomik bir durum söz konusu değildir.

R417B iyi bir termal ve kimyasal kararlılığa sahiptir. Bu sınıflandırma ASHRAE 34 le zehirli olmayan ve yanmayan A1 sınıfı ile uyumludur.

R417B soğutma makinelerinin yapılarında kullanılan metaller ile genelde uyumludur. Sadece çinko, magnezyum, kurşun ve %2'lik kısmı magnezyum olan alüminyum alaşımlarından kaçınılmalıdır.

Performans karşılaştırmalarında teorik temelde (-30°C altında) R417B'nin R22'den %20 daha düşük soğutma performansına sahip olduğu görülmektedir. Pratikteki ölçümlerde bununla birlikte gerçek soğutma performansı R22'ye eşit ve bazı zamanlarda azda olsa daha iyi olduğu görülmüştür. Benzer durumlar performans katsayılarına bakıldığında da görülmektedir.

Teorik değerlendirme noktasında R22 ile yapılan karşılaştırmada bir verim kaybı da görülmektedir. Örnek olarak bu -30°C buharlaşma sıcaklığında yaklaşık olarak %15 civarındadır. Bunun yanı sıra pratik karşılaştırmalı ölçümlerde R417B performans değeri olarak R22'ye yakın değerler göstermektedir.

R417B; R125, R134a ve bütanın (ağırlıkça %79.0/18.25/2.75) zeotropik bir karışımıdır. R417B; R22'nin karşılığı olarak tasarlanmıştır. Bu genellikle -43 ve 0 °C arasındaki buharlaşma sıcaklığında çalışan sistemlerde kullanılır. Bunun yanında R417B su soğutma guruplarında (6°C / 12°C) kullanılmaktadır.

Genellikle R417B ile R22 ile değişimlerinde olağan noktalar dikkate alınmalıdır (Yağ geri dönüşünün sağlanması, gerekli yağ ilavesi/tahliyesi, malzeme uyumlulukları, TGV, emiş filtresi uyumu veya değişimi).

5.4.1.18 R 420A

R420A EPA tarafından kabul edilen R12 ve R500 alternatifidir. R134a yerine de kullanılabilir. R12 ile benzer basınç-sıcaklık ilişkisine sahiptir. Propan, bütan veya izobütan içermez, yanıcı olmayıp A1 sınıfı bir soğutucu akışkandır. Sıcaklık kayması son derece düşüktür (Ortalama 1.1 °C).

Ayrışma pek fazla olmadığından çok fazla kaçak olmadığı takdirde sıvı ilavesi yapılabilir. Sisteme gaz şarjı sıvı fazında yapılmalıdır. Herhangi bir kaçak durumunda sistem boşaltılır. Soğutma/klima sistemlerinde yaygın olarak kullanılan malzemeler ile uyumludur. Standart kaçak detektörleri ile hissedilebilir. Mineral yağlar ile uyumludur. %2 oranında kendi özel yağı ile birlikte karışım halinde bulunur.

5.4.1.19 R 421A

R421A bir HCF karışımlı dönüşüm akışkanı olup sıfır ODP değerine sahiptir ve hem sentetik hem de mineral yağlarla uyumludur.

R421A ikili bir karışım olup kendine ait yağ ile birlikte bulunur, silindirden sıvı fazında transfer yapılması tavsiye edilir.

Herhangi bir kaçak durumunda sistem önemli bir performans değişimi olmaksızın R421A ile doldurabilir.

R421A soğutma ve iklimlendirme işlemleri için verimli bir akışkandır. Özellikle yüksek sıcaklıklarda yüksek bir performans gösterir. Buna ilaveten düşük basma sıcaklıklarına sahip olması bir avantajdır. Sistem maksimum yüke yakın değerlerde çalışırken bile düşük kompresör basma sıcaklıklarına sahip olması bir şanstır.

R421A'daki şarj ekipmanları sıvı olarak yapılır. Sıvı şarjı doğrudan kompresöre yapılmamalıdır. Toplam R421A şarj miktarı sistem tipine bağlıdır. Sıvı depoları R22'li sistemlere benzer ölçülerdedir. Sıvı deposu olmayan sistemlerde evaporatörde uygun sıcaklık ve kızgınlık sağlamak için yeterince ilave gaz eklenmesi tavsiye edilir. Optimum performans için daha büyük genişleme vanası iğnesi gerekebilir. Kılcal borulu sistemlerde kılcalı değiştirmeye gerek yoktur.

NOT: Sıvı hattı gözetleme camında ara sıra kabarcık oluşumu nadir görülen bir durum değildir. Gözetleme camındaki az sayıdaki kabarcık sistemin eksik şarjlı olduğunu gösteren güvenli bir belirti değildir.

EPA şartnameleri R421A içeren devre elemanı dönüşümlerinin etiketlenmesini şart koşturmaktadır. R421A akışkanı R125/R134A'nın %58/42 karışımıdır ve kendine ait yağa sahiptir, yağ ilave edilmesine gerek yoktur.

5.4.1.20 R422A

R422A uygun maliyeti ve ozon delici etkisi olmayan bir HFC soğutucu akışkanı olarak R22'nin yerini almıştır. R502 ve HCFC içerikli soğutucu akışkan karışımları düşük ve orta sıcaklıkta ticari ve endüstriyel direkt genleşmeli soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. R422A; zehirsiz ve yanıcı olmadığından A1 güvenlik sınıflandırmasına sahip olup R22, R502 ve HCFC içeren HP80, HP81 ve R408A'nın alternatifidir.

Uygulama alanları; düşük ve orta sıcaklıklarda ticari ve endüstriyel direkt genleşmeli soğutma uygulamalarında, gıda servislerinde, süpermarket teşhir kabinlerinde, gıda depolama ve işleme yerlerinde, buz makinelerinde.

Yararları; tedarik verimi fiyat etkisi karşın R404 ve R507'e göre daha kolay bulunan bir alternatiftir. Ozon delici etkiye sahip değildir.

Genellikle yağlama etkisi yerine geçmiş olduğu geleneksel yağlayıcılarla farklılık göstermez. Muhtemelen kullanılan sistemlerde gelecekte kullanılacaktır. R404A ve R507'ye göre küresel ısınma etkisi %20 daha azdır. Soğutucu akışkan şarjı tamamen temizlenmeden servis işlemi yapılabilir.

Performans; sağlanan iyileştirilmiş soğutma etkisi R22'den birçok operasyon durumunda düşük sıcaklıklarda %15'den daha iyi bir verimle gerçekleşir. Soğutma kapasitesi R404A ile mukayese edebilir. R22'ye karşılık yapılan alan testlerinde daha iyi enerji verimliliği olduğu görülebilir. Önemli bir diğer noktada düşük çıkış sıcaklıklarında R22'ye göre kompresöre daha uzun bir ömür sağlamaktadır.

Yağlama tavsiyesi; R422A geleneksel ve yeni yağlayıcılarla uyumludur. Mineral yağ, alkil benzen ve poliolester olarak birçok durumda yağlayıcı olarak kullanılır.

5.4.1.21 R422D

R422D fiyat avantajı, ozon delici olmaması ve HFC soğutucu akışkanı olarak R22'nin yerine orta sıcaklıkta direkt genleşmeli soğutma uygulamalarında (düşük sıcaklıklarda da kullanılabilir) ticari süpermarket uygulamalarında ve sabit doğrudan genleşmeli klima uygulamaların da, direkt genleşmeli su soğutma guruplarında karşımıza çıkar.

ASHRAE34 R422D; A1 güvenlik sınıflandırması karşılığı R22

Uygulamaları; orta sıcaklık ticari ve endüstriyel DX soğutucularda (düşük sıcaklık değerlerinde de kullanılabilir), gıda servisleri, süpermarket teşhir kabinlerinde, gıda depolama ve işleme yerlerinde, buz makinelerinde, evsel ve ticari klima sistemlerinde direkt genleşmeli soğutma guruplarında en iyi seçimdir.

Yararları; tedarik, fiyat ve uyum avantajları R404, R507 ve R407C'den daha iyidir. Ozon delici etkisi olmayan iyi bir HFC'dir. Genellikle yağ değişimi gerektirmez, geleneksel ve yeni tip yağlayıcılarla uyumludur. Alan testlerinde TGV değişimi gerektirmeden başarılı olmuştur, sadece kızgınlık ayarı gerektirebilir. R404A ve R507'ye göre küresel ısınma etkisi %30 daha düşüktür. Soğutucu akışkan şarjlarında eski soğutkan tamamen kaldırılmadan servis işlemi yapılabilir.

Performans; birçok sistemde R22'nin kapasitesine ve verimliliğine yakındır. Özellikle R22'ye göre düşük basma hattı sıcaklıkları kompresör ömrünün uzun olmasını sağlar.

5.4.2 Doğal Soğutucu Akışkanlar

Değişik fiziksel özelliklerde birçok doğal madde soğutucu olarak kullanılmaktadır. Bunlar arasında su, hava, helyum, nitrojen, hidrokarbonlar, amonyak ve karbondioksit sayılabilir. Düşük kaynama sıcaklığına sahip helyum, hava, nitrojen ve metan yaygın olarak düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır. Orta sıcaklık uygulamasında enerji kaybı çok olduğundan mevcut ekipmanlarla kullanımı uygun değildir. Klasik soğutma sistemlerinde -40° C ile +40°C arasındaki buharlaşma sıcaklıklarında

kullanılabilen üç soğutucu madde mevcuttur. Amonyak, hidrokarbonlar (örneğin, propan ve karışımları) ve karbondioksit.

5.4.2.1 R717 (Amonyak) (NH₃)

Termodinamik ve çevresel etki özellikleri yönünden oldukça önemli bir soğutucudur. Ekonomik olması ve kolay temin edilebilir olması da ayrı bir avantajdır. Ozon tabakasına zarar vermeyen ve sera etkisi olmayan Amonyak CFC içeren soğutucu maddelere önemli bir alternatiftir. Ancak zehirli etkiye sahip olması ve yanabilir olması kullanım alanını büyük endüstriyel tesislerle sınırlı tutmaktadır. Birçok ülkede, daha küçük tesislerde ve hermetik kompresörlerde kullanımları için çalışmalar sürdürülmektedir. En yaygın kullanım alanı orta ve büyük kapasitedeki soğutucu üniteler, dondurucular ve soğuk hava tesisleridir. Tüm dünyada kolaylıkla temin edilebilen ve CFC ve HCFC içeren soğutucu maddelere uzun dönemde de alternatif olabilecek bir soğutucudur. R134a'ya göre fiyatı 25 kat daha ucuzdur. -30°C /-40°C (buharlaşma ve yoğuşma) sıcaklıklarında performansı R12 ve R22'ye göre %3-4, R134a'ya göre ise %7 daha iyidir. Hacimsel soğutma kapasitesi (kJ/m³) R22 ile yaklaşık aynı, R12 ve R134a'dan % 40 daha yüksektir. Düşük buharlaşma sıcaklıklarında çift kademeli kompresör gerekmektedir. Böyle durumlarda verim % 30-35, ilk yatırım maliyeti ise % 15-20 artmaktadır. Nemli ortamda bakır ve bakır alaşımlarına uyumlu değildir. Motor sarımlarına zarar vereceğinden açık kompresörlerde kullanılmaları uygundur. Soğutucu madde dönüşümlerinde sadece çelik ve alüminyum parçalardan oluşan tesislerde kullanılabilir. Mineral yağla kullanımı uygun değildir. Düşük mol ağırlığından dolayı santrifüj kompresörlerde kullanılması uygun değildir. Isı iletkenliğinin yüksek olması daha düşük serpantin ve daha küçük boru çaplarına izin verir. Yanma özelliğine sahip olmasına rağmen (alev alma sıcaklığı 630°C) kokusunun kolay hissedilmesi tehlikeli konsantrasyonlara ulaşmadan tedbir alınmasına olanak sağlamaktadır.

5.4.2.2 HC (Hidrokarbonlar)

Hidrokarbonlar ozon tabakasına zarar vermemeleri ve çok düşük sera etkileri nedeniyle, özellikle R502, R22 ve R12 için önemli alternatiflerdir. Bu grupta yer alan maddeler;

propan, izobütan ve bütandır. Yüksek yanıcılık özellikleri kullanım alanlarının çok yaygınlaşmasına engel olmaktadır. Tek başlarına kullanıldıkları gibi ikili veya üçlü karışımlar olarak da kullanılmaktadırlar. Propan-izobütan ve propan-bütan karışımları ev tipi soğutucularda R12 yerine alternatif olarak kullanılmaktadırlar. R12 ile kullanılan yağlarla uyum göstermektedirler. Hidrokarbonlar içerisinde propanın ucuz ve kolay temin edilebilir olmasının yanı sıra hacimsel soğutma kapasitesinin R12'ye göre % 35 - 50 kadar daha yüksek olması bu soğutucuyu cazip bir alternatif olarak düşündürmektedir.

5.4.2.3 R744 (Karbondioksit)

Yapay soğutucu akışkanlar ozon tabakasına zarar verdiğinden ve küresel ısınmaya neden olduğundan dünyada R744 (CO₂) ve R717 (NH₃) gibi doğal (mineral) soğutucu akışkanlara doğru bir dönüş başlamıştır. Bu bağlamda endüstriyel soğutma sistemlerinde R717 (amonyak) yeni güvenlik ve kontrol teknolojileri sayesinde vazgeçilmez bir soğutucu akışkan haline gelmiştir. Aynı şekilde taşıt iklimlendirme sistemlerinde R744 (karbondioksit) soğutucu akışkanlı sistemler üretilmeye başlanmıştır.

1930'lara kadar yaygın bir soğutucu olarak kullanılan karbondioksit daha çok gemilerde tercih edilen bir madde olmuştur. Özellikle R12'nin ortaya çıkmasıyla cazibesini yitirmiş ve son 40-50 yıldır da neredeyse unutulmuştur. CO₂'nin özellikleri arasında kolay temin edilebilir olması, ucuzluğu, sıkıştırma oranının düşüklüğü sayılabilir.

Son yıllarda karbondioksit kullanımı ile ilgili önemli gelişmeler gözlenmiştir. Bu gelişmeler arasında taşıt klimaları, ısı pompaları ve ev tipi soğutucularla ilgili uygulamalar yer almaktadır.

5.5 Deney Düzenğinde Kullanılacak Soğutucu Akışkanlar ve Özellikleri

5.5.1 R422D

R422D, DuPont firması tarafından doğrudan genleşmeli sistemler için R22 yerine geliştirilmiş ozon tabakasına etkisi çok daha düşük bir soğutucu akışkandır. R422D soğutucu akışkanı, doğrudan genleşmeli düşük ve orta sıcaklıktaki soğutma sistemleri, ticari soğutma sistemleri ve su çillerlerinde kullanılması amacıyla üretilmiştir.

Yapılan çalışmalarda R422D’de elde edilen performans değerlerinin beklenenin çok daha üzerinde değerlere sahip olduğu görülmüştür. Benzer soğutma kapasitelerinde ve enerji verimlilik değerlerinde R22’ye göre birçok sistemde kompresör çıkış sıcaklıklarında düşmeler gözlenmiştir.

Çizelge 5.2 R422D ve R22 soğutucu akışkanlarının doğrudan genleşmeli sistemlerde performans değerlerinin karşılaştırılması (İnternet Kaynağı 4)

	Düşük Sıcaklıda Soğutma	Orta Sıcaklıda Soğutma	İklimlendirme
	-32°C evaporator 41°C kondenser 18°C dönüş gazı 6K Kaynama (R22 ye göre değerler alınmıştır)	-7°C evaporator 49°C kondenser 18°C dönüş gazı 6K Kaynama (R22 ye göre değerler alınmıştır)	+7°C evaporator 49°C kondenser 18°C dönüş gazı 8K Kaynama (R22 ye göre değerler alınmıştır)
Çıkış Sıcaklığı, K	-18	-36	-24
Çıkış Basıncı, kPa	+70	+90	+90
Soğutma Kapasitesi	+8	-5	-7%
Enerji Verimliliği %	+14	Benzer	-2%

Çizelge 5.3 R422D soğutucu akışkanın R22 soğutucu akışkanı ile karşılaştırmalı fiziksel özellikleri (İnternet kaynağı 4)

Fiziksel Özellik	Birim	R422D	R22
Kaynama Noktası (1 atm.)	°C	-43	-41
Buharlaşma Basıncı 25°C’de	kPa	1130	1041
Sıvı Yoğunluğu 25°C’de	kg/m ³	1144	1193
Buharlaşma Yoğunluğu 25°C’de	kg/m ³	59.3	44.9
Ozon Tüketim Potansiyeli	CFC-11 = 1.0	0	0.05
Küresel Isınma Potansiyeli	CO ₂ = 1	2230	1700

Çizelge 5.4 R422D soğutucu akışkanın bileşimi (İnternet kaynağı 4)

Adı	HFC125 %	HFCF 134a %	İzobutan
R422D (ISCEON MO29)	65,1	31.5	3.4

Çizelge 5.5 R422D ve R22 soğutucu akışkanın basınç sıcaklık karşılaştırılması (İnternet kaynağı 4)

Basınç Bar (g)	R22 Doy. Sıc. °C	R422D D. Likit Sıc. °C	R422D D.Buhar Sıc. °C	R422D Ort. Soğ. Sıc. °C	Basınç Bar (g)	R22 Doy. Sıc. °C	R422D Doy. Sıc. °C	R422D Doy. Sıc. °C	R422D Ort. Soğ. Sıc. °C
-0.7	-64	-66	-60	-63	5	6	3	7	5
-0.6	-59	-61	-56	-58	5.2	7	4	8	6
-0.5	-55	-57	-52	-54	5.4	8	5	9	7
-0.4	-51	-54	-49	-51	5.6	9	6	10	8
-0.3	-48	-51	-46	-48	5.8	10	7	11	9
-0.2	-46	-48	-43	-46	6	11	8	11	10
-0.1	-43	-46	-41	-43	6.2	12	9	12	11
0	-41	-43	-39	-41	6.4	13	10	13	12
0.1	-39	-41	-37	-39	6.6	14	11	14	13
0.2	-37	-40	-35	-37	6.8	15	12	15	13
0.3	-35	-38	-33	-35	7	15	13	16	14
0.4	-34	-36	-31	-34	7.2	16	14	17	15
0.5	-32	-35	-30	-32	7.4	17	14	18	16
0.6	-31	-33	-28	-31	7.6	18	15	18	17
0.7	-29	-32	-27	-29	7.8	19	16	19	18
0.8	-28	-30	-26	-28	8	20	17	20	18
0.9	-26	-29	-25	-27	8.2	20	18	21	19
1	-25	-28	-23	-25	8.4	21	18	21	20
1.1	-24	-26	-22	-24	8.6	22	19	22	21
1.2	-23	-25	-21	-23	8.8	23	20	23	21
1.3	-22	-24	-20	-22	9	23	21	24	22
1.4	-21	-23	-19	-21	9.5	25	22	25	24
1.5	-20	-22	-18	-20	10	27	24	27	25
1.6	-18	-21	-17	-19	10.5	29	26	29	27
1.7	-17	-20	-16	-18	11	30	27	30	29
1.8	-17	-19	-15	-17	11.5	32	29	32	30
1.9	-16	-18	-14	-16	12	33	30	33	32
2	-15	-17	-13	-15	12.5	35	32	35	33
2.1	-14	-16	-12	-14	13	36	33	36	35
2.2	-13	-15	-11	-13	13.5	38	35	37	36
2.3	-12	-15	-11	-13	14	39	36	39	37
2.4	-11	-14	-10	-12	14.5	40	37	40	39
2.5	-10	-13	-9	-11	15	42	39	41	40
2.6	-10	-12	-8	-10	15.5	43	40	42	41
2.7	-9	-11	-8	-9	16	44	41	44	42
2.8	-8	-11	-7	-9	16.5	46	42	45	44
2.9	-7	-10	-6	-8	17	47	44	46	45
3	-7	-9	-5	-7	17.5	48	45	47	46
3.1	-6	-8	-5	-7	18	49	46	48	47
3.2	-5	-8	-4	-6	18.5	50	47	49	48
3.3	-4	-7	-3	-5	19	51	48	50	49
3.4	-4	-6	-3	-5	19.5	52	49	51	50
3.5	-3	-6	-2	-4	20	53	50	52	51
3.6	-2	-5	-1	-3	20.5	54	51	53	52
3.7	-2	-4	-1	-2	21	56	52	54	53
3.8	-1	-4	0	-3	21.5	57	53	55	54
3.9	0	-3	0	-1	22	58	54	56	55
4	0	-3	1	-1	22.5	59	55	57	56
4.2	1	-1	2	0	23	59	56	58	57
4.4	3	0	3	2	23.5	60	57	59	58
4.6	4	1	4	3	24	61	58	60	59
4.8	5	2	6	4	24.5	62	59	61	60

5.5.2 R417A

R417A, ozon tabakasına zararı daha az düzeyde olan doğrudan genleşmeli konut ve ticari klima sistemlerinde kullanılan R22 soğutucu akışkanının yerine kullanılabilen bir soğutucu akışkandır. Saha çalışmalarında R417A'nın müşteri ihtiyaçlarına uygun performans sağlandığı gözlenmiştir. Düşük soğutma kapasitelerini sağlamaktadır. Buna karşın R22' ye göre daha iyi enerji verimliliği sağladığı birçok sistemde görülmüştür. R417A geleneksel ve yeni yağlarla uyumlu olup, çoğu durumda herhangi bir değişiklik gerektirmez. Küçük donanım değişiklikleri (conta değişimi vb.) veya genleşme ayarlarında bazı durumlarda ayarlamalar yapılması gerekebilir. Çoğu sistemde herhangi bir soğutucu kaybı olmaksızın şarj tamamlanır ve sistem daha sonra normal şekilde çalışmaya devam eder.

Çizelge 5.6 R417A ve R22 soğutucu akışkanlarının doğrudan genleşmeli sistemlerde performans değerlerinin karşılaştırılması (İnternet Kaynağı 4)

	İklimlendirme +7°C evaporator 45°C kondenser 18°C dönüş gazı 8K Kaynama (R22' ye göre değerler alınmıştır)
Çıkış Sıcaklığı, K	-25
Çıkış Basıncı, kPa	-150
Soğutma Kapasitesi %	-14%
Enerji Verimliliği %	+1%

Çizelge 5.7 R417A soğutucu akışkanın R22 soğutucu akışkanı ile karşılaştırmalı fiziksel özellikleri (İnternet kaynağı 4)

Fiziksel Özellik	Birim	R417A	R22
Kaynama Noktası (1 atm.)	°C	-39	-41
Buharlaşma Basıncı 25°C'de	kPa	985	1041
Sıvı Yoğunluğu 25°C'de	kg/m ³	1149	1193
Buharlaşma Yoğunluğu 25°C'de	kg/m ³	47,7	44.9
Ozon Tüketim Potansiyeli	CFC-11 = 1.0	0	0.05
Küresel Isınma Potansiyeli	CO ₂ = 1	2240	1700

Çizelge 5.8 R417A soğutucu akışkanın bileşimi (İnternet kaynağı 4)

Adı	HFC125 %	HFCF 134a %	İzobutan
R417A (ISCEON MO59)	46,6	50	3.4

Çizelge 5.9 R17A ve R22 soğutucu akışkanlarının basınç sıcaklık karşılaştırılması (İnternet kaynağı 4)

	R22	R417	R417	R417		R22	R417	R417	R417
	Doy.	D. Likit	D.Buhar	Ort. Soğ.		Doy.	D. Likit	D.Buhar	Ort. Soğ.
Basınç	Sıc.	Sıc.	Sıc.	Sıc.	Basınç	Sıc.	Sıc.	Sıc.	Sıc.
Bar (g)	°C	°C	°C	°C	Bar (g)	°C	°C	°C	°C
-0.7	-64	-62	-57	-59	5.2	7	9	13	11
-0.6	-59	-57	-52	-55	5.4	8	10	14	12
-0.5	-55	-53	-48	-51	5.6	9	11	15	13
-0.4	-51	-50	-45	-47	5.8	10	12	16	14
-0.3	-48	-47	-42	-44	6	11	13	17	15
-0.2	-46	-44	-39	-42	6.2	12	14	17	16
-0.1	-43	-42	-37	-39	6.4	13	15	18	17
0	-41	-39	-34	-37	6.6	14	16	19	18
0.1	-39	-37	-32	-35	6.8	15	17	20	18
0.2	-37	-35	-31	-33	7	15	18	21	19
0.3	-35	-34	-29	-31	7.2	16	18	22	20
0.4	-34	-32	-27	-30	7.4	17	19	23	21
0.5	-32	-30	-26	-28	7.6	18	20	23	22
0.6	-31	-29	-24	-26	7.8	19	21	24	23
0.7	-29	-27	-23	-25	8	20	22	25	23
0.8	-28	-26	-21	-24	8.2	20	23	26	24
0.9	-26	-25	-20	-22	8.4	21	23	27	25
1	-25	-23	-19	-21	8.6	22	24	27	26
1.1	-24	-22	-18	-20	8.8	23	25	28	26
1.2	-23	-21	-16	-19	9	23	26	29	27
1.3	-22	-20	-15	-18	9.5	25	27	31	29
1.4	-21	-19	-14	-17	10	27	29	32	31
1.5	-20	-18	-13	-15	10.5	29	31	34	32
1.6	-18	-17	-12	-14	11	30	32	35	34
1.7	-17	-16	-11	-13	11.5	32	34	37	35
1.8	-17	-15	-10	-12	12	33	36	38	37
1.9	-16	-14	-9	-12	12.5	35	37	40	38
2	-15	-13	-8	-11	13	36	38	41	40
2.1	-14	-12	-8	-10	13.5	38	40	43	41
2.2	-13	-11	-7	-9	14	39	41	44	43
2.3	-12	-10	-6	-8	14.5	40	43	45	44
2.4	-11	-9	-5	-7	15	42	44	47	45
2.5	-10	-8	-4	-6	15.5	43	45	48	47
2.6	-10	-8	-4	-6	16	44	46	49	48
2.7	-9	-7	-3	-5	16.5	46	48	50	49
2.8	-8	-6	-2	-4	17	47	49	51	50
2.9	-7	-5	-1	-3	17.5	48	50	53	51
3	-7	-5	-1	-3	18	49	51	54	52
3.1	-6	-4	0	-2	18.5	50	52	55	54
3.2	-5	-3	1	-1	19	51	53	56	55
3.3	-4	-2	2	0	19.5	52	55	57	56
3.4	-4	-2	2	0	20	53	56	58	57
3.5	-3	-1	3	1	20.5	54	57	59	58
3.6	-2	0	4	2	21	56	58	60	59
3.7	-2	0	4	2	21.5	57	59	61	60
3.8	-1	1	5	3	22	58	60	62	61
3.9	0	1	5	3	22.5	59	61	63	62
4	0	2	6	4	23	59	62	64	63
4.2	1	3	7	5	23.5	60	63	65	64
4.4	3	5	8	6	24	61	64	65	65
4.6	4	6	9	8	24.5	62	64	66	65
4.8	5	7	11	9	25	63	65	67	66
5	6	8	12	10	25.5	64	66	68	67

6. DENEYSEL ÇALIŞMA

6.1. Deney Seti Genel Tanıtımı

Deney setine ilişkin genel görünüş Şekil 6.1 verilmiştir. Bu set plakalı, sulu-pompa, ısı pompalı ve ısı tekerli ısı geri kazanım yöntemlerinin bir arada kullanıldığı bir settir.

Üzerinde gerçekleştirilebilecek deney uygulamaları;

- Isı tekeri veriminin hesaplanması
- Isı pompalı ısı geri kazanım sisteminin verim hesabı
- Sulu ısı değiştirici veriminin hesaplanması
- Plakalı ısı değiştirici veriminin hesaplanması
- Isı geri kazanım cihazlarından kaynaklanan basınç kayıplarının hesaplanması

yapılabilmektedir.



Şekil 6.1 Deney düzeneğinin genel görünüşü



Şekil 6.2 Fan, ısıtıcı ve ısı tekeri



Şekil 6.3 Isı değiştiriciler, hava ve ısı algılayıcılar



Şekil 6.4 Plakalı ısı değıştirici ve damperler



Şekil 6.5 Kompresör ve servis noktaları

6.1.1 Kompresör

Kompresör hermetik sarmal (scroll) tip olup teknik özellikleri aşağıdaki Çizelge 6,1’de verilmiştir.

Çizelge 6.1 Sarmal (scroll) kompresör teknik özellikleri

Model	Güç 7.2 C	Süpürme hacmi cm ³ /tur	Motor gücü (BG)	Emme hattı	Basma hattı	Gerilim [Volt]	Akım [A]
ZR81KC-TFD-522	19750	114,3	6-3/4	7/8	3/4	415	12,0



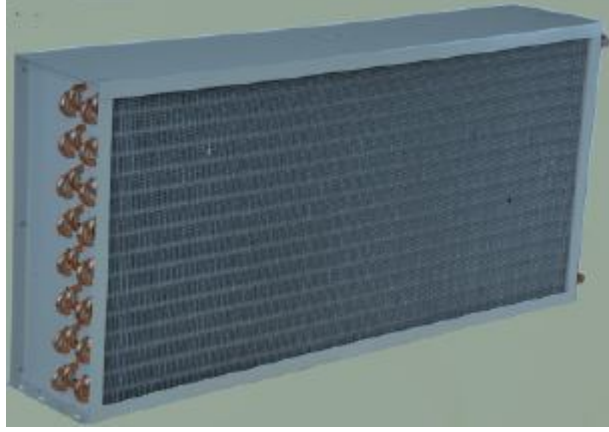
Şekil 6.6 Hermetik sarmal kompresör (COPELAND)

6.1.2 Kondenser ve Evaporatör

Kondenser ve evaporatör lamelli tipte yapılmıştır. Katalog değerleri Çizelge 6.2’de verilmiştir. Bu serpantine ait kuramsal hesaplamalar Coils 6.5 yazılımı yardımıyla yapılmıştır. Bu bataryaların üretici firması da aynı yazılımı kullanmaktadır.

Çizelge 6.2 Kondanser ve evaporatör teknik özellikleri

Model	Kapasite	Yüzey	Hava debisi	Boru hacmi [dm ³]	Fan Çapı	Giriş	Çıkış
EK-10	4470	10,7	1460	1,5	2x250	5/8”	5/8”



Şekil 6.7 Hava soğutmalı kondenser (EK-10)

6.1.3 Genleşme Valfi

Alco termostatik tip dıştan dengelemeli valf kullanılmıştır. İğne no:6

6.1.4 Emme Hattı Akümülatörü

Bu cihazda kompresöre sıvı dönmesini önlemek amacıyla 6 litre hacimli GVN marka VLR-06 Model dikey emme hattı akümülatörü kullanılmıştır.

6.1.5 Filtre-kurutucu

Cihazda CATCH ALL marka TY C-164-S modeli filtre-kurutucu kullanılmıştır.

6.2 Kuramsal Hesaplamalar

Tez hazırlık döneminde yapılan çalışmalarda deney düzeneğinde alternatif olarak kullanılan soğutucu akışkanlardan R-22 alternatiflerinden R417A ve R422D ile Duprex programı kullanılarak “R-22 alternatifleri R-417A ve R-422d soğutucu akışkanlarının performans özellikleri”, başlıklı bir bildiri hazırlanarak 18.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresinde sunumu yapılmıştır.

6.2.1 Teorik Çalışmalarda Kullanılan Duprex 3.2 Yazılımı

Teorik çalışmalarımızda özel olarak geliştirilmiş Duprex adında bir yazılım aracı kullanılmıştır. Tüm kullanıcıların DuPont firmasına ait soğutucu akışkanları konusunda

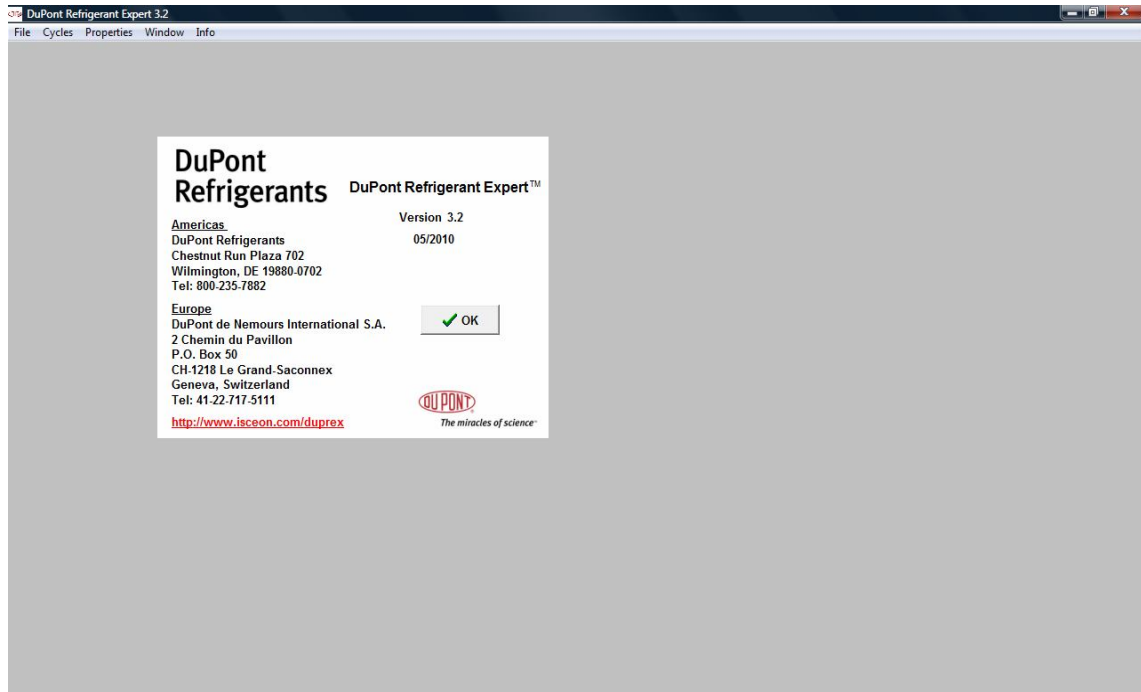
veri üretebilme ve bu verilerin üzerinde kolayca işlemleri yürütebilmesi için geliştirilmiş bir yazılımdır. Bu yazılım içeriğinde;

- Termodinamik veri tabloları
- Soğutucu akışkanların taşıdığı özelliklere ilişkin veri tabloları
- Çevrim özellikleri ile birlikte teorik soğutma çevrimi hesapları ve hat boyutlandırmaları

bulundurmaktadır.

Programda doğrudan genleşmeli sistemler için veriler hazırlanmaktadır (Tek aşamalı, ısı değiştirici ile birlikte tek aşamalı, iki aşamalı kaskad ve tek aşamalı ısı pompası)

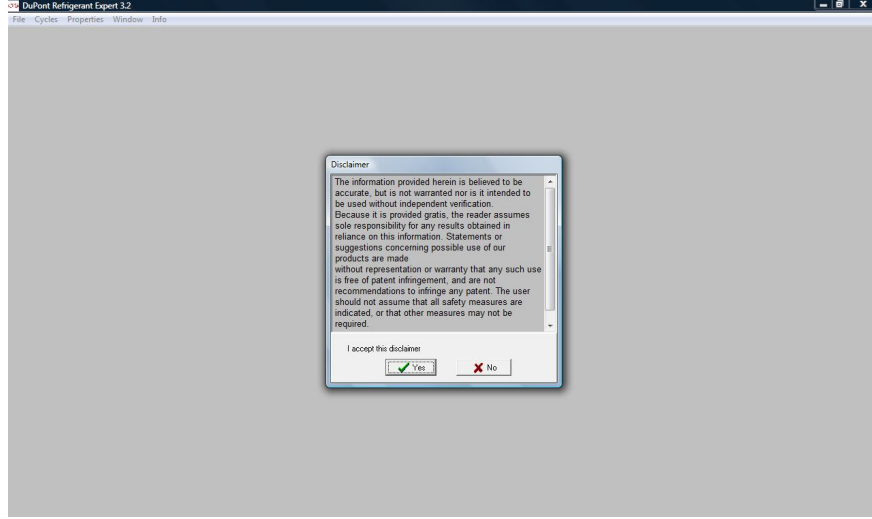
Duprex programının genel ekranları Şekil 6.8’de yazılımın ana giriş ekranı verilmiştir. Bu kısımda Duprex programının üretici firma olan DuPont firmasına ait iletişim bilgileri verilmektedir.



Şekil 6.8 Duprex genel giriş ekranı

Ana ekrandan “OK” butonuna basılarak geçildiğinde Şekil 6.9’de verilen kullanıcılara yönelik uyarıların bulunduğu bir ekran karşımıza gelmektedir. Bu uyarılar da oluşturulan sonuçların doğruluğunun garanti edilemeyeceği, elde edilen sonuçlar

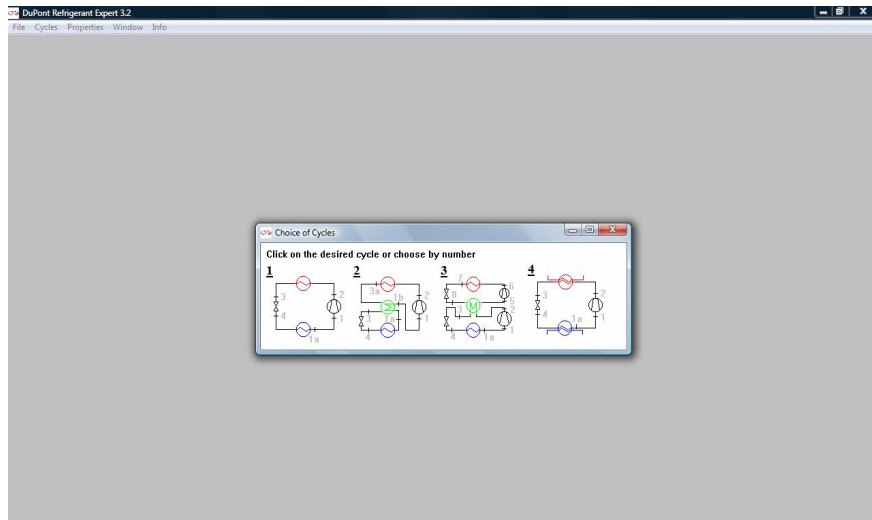
konusunda sorumluluğun tek başına firma tarafından kabul edilmeyeceği beraberinde patent ve patent ihlali konusunda uyarılarda bulunmaktadır.



Şekil 6.9 Duprex genel uyarılar ekranı

Şekil 6.10'de dört adet çevrim seçeneği karşımıza çıkmaktadır. Bunların üzerinde imlecin bekletilmesi ile isimleri kutucuklar içerisinde ekrana yansımaktadır. Bu çevrimler

- Tek kademeli kompresör çevrimi
- İç ısı değiştirici ile birlikte tek aşamalı kompresör çevrimi
- Kaskad sistemi ile birlikte iki aşamalı kompresör çevrimi

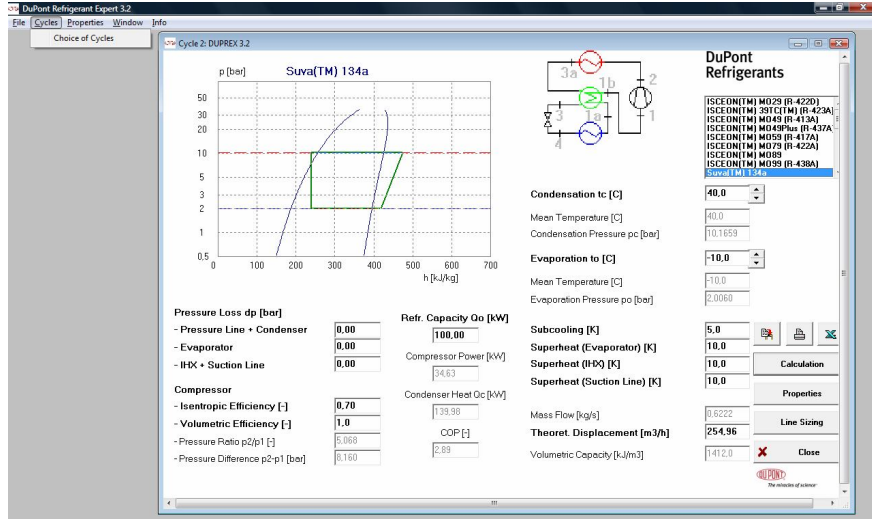


Şekil 6.10 Duprex çevrim seçim ekranı

Şekil 6.10’de çevrimlere ilişkin hesap ekranları verilmiştir. Hesaplaması yapılacak olan çevrim Şekil 6.10’da verilen ekrandan seçilebileceği gibi, program başladıktan sonra üst kısımda “Cycles” menüsünden seçilebilmektedir. Şekil 6.11’de görülen ekran görüntüsünde sağ üst kısımda bir soğutucu akışkan seçimi yapılır. Koyu olarak gösterilmiş olan parametrelerden gerekli olan değerler girilir. Sonrasında ekranın sağ alt kısmında bulunan “Calculation” butonuna basılarak girilen veriler üzerinden hesaplama yaptırılır.

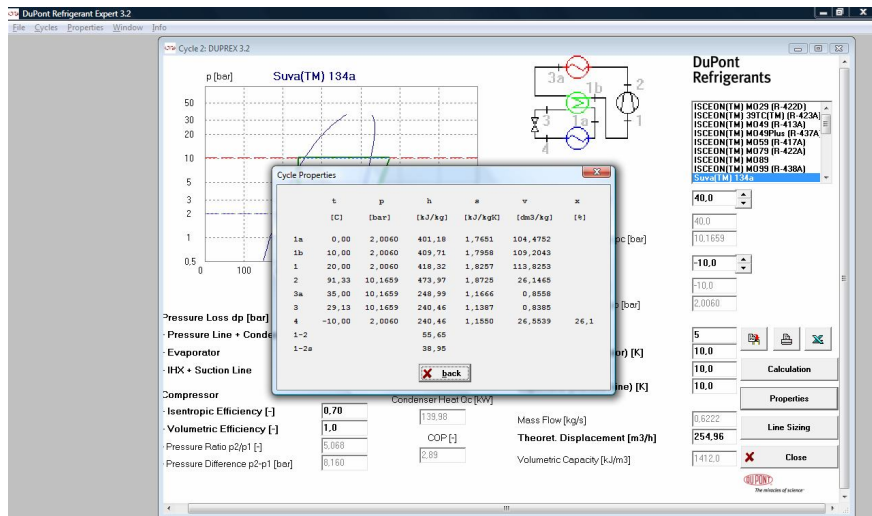
Ekrandaki değerlerin değiştirilmesinde şu konular göz önünde bulundurulmalıdır.

- Kondenzasyon ve evaporasyon sıcaklıkları çığ noktası durumundadır.
- Ortalama sıcaklığa sahip bir soğutucu kullanılırken sıcaklıkta kaymanın olması normaldir, bunun anlamı evaporasyon ve kondenzasyon sıcaklıklarının referans olarak alınması gerektiğidir. Ortalama sıcaklıklar istenen değerler okunup elle değerler ayarlanabilmektedir.
- Ayrıca soğutma kapasite ile kompresör teorik deplasmanı birbirine bağlıdır ve her ikisi de tanımlanamaz. Kapasite tanımlanmış ise bu sabit kalacak deplasman değişecektir, farklı koşullar yada soğutucularda tersi ile deplasman tanımlanacaktır.
- Eğer sistemle ilgili ölçümler bilinen değerler ise Duprex programı bize bu verileri otomatik olarak giriş yapabilme imkanı tanımaktadır.
- Eğer kompresör hacmi, gücü ve çıkış sıcaklığı biliniyorsa kompresör hacimsel ve izentropik verimi sistem kapasitesini belirlemek için kullanılabilir.



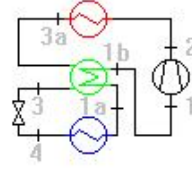
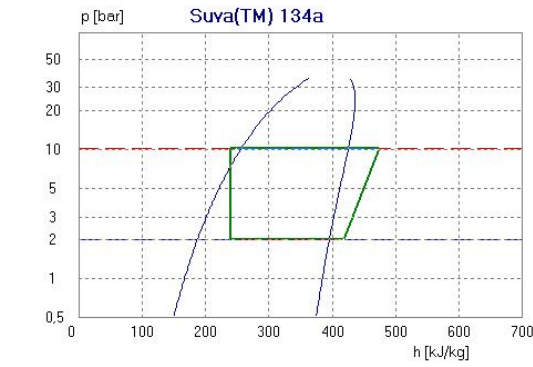
Şekil 6.11 Çevrimlere ilişkin genel hesap ve grafik ekranı

Şekil 6.11’de özellikler butonu kullanıldığında karşımıza çıkan ekran görülmektedir. Bu ekranda kompresör çıkış sıcaklığı da dahil olmak üzere hesaplanan döngüye ilişkin termodinamik özellikler verilmektedir.



Şekil 6.12 Döngü özellikleri çıkış ekranı

Şekil 6.11’de verilen ekranda elde edilen sonuçlar Şekil 6.13’de görüldüğü gibi bir ekran görüntüsüne aktarılabilirdiği gibi, Excel tabloları yapılabilirmekte veya direkt çıktısı alınabilmektedir.

**Pressure Loss dp [bar]**

- Pressure Line + Condenser

0,00

- Evaporator

0,00

- IHX + Suction Line

0,00

Compressor

- Isentropic Efficiency [-]

0,70

- Volumetric Efficiency [-]

1,0

- Pressure Ratio p2/p1 [-]

5,068

- Pressure Difference p2-p1 [bar]

8,160

Refr. Capacity Qo [kW]

100,00

Compressor Power [kW]

34,63

Condenser Heat Qc [kW]

139,98

COP [-]

2,89

Condensation tc [C]

40,0

Mean Temperature [C]

40,0

Condensation Pressure pc [bar]

10,1659

Evaporation to [C]

-10,0

Mean Temperature [C]

-10,0

Evaporation Pressure po [bar]

2,0060

Subcooling [K]

5

Superheat (Evaporator) [K]

10,0

Superheat (IHX) [K]

10,0

Superheat (Suction Line) [K]

10,0

Mass Flow [kg/s]

0,6222

Theoret. Displacement [m3/h]

254,96

Volumetric Capacity [kJ/m3]

1412,0

Properties

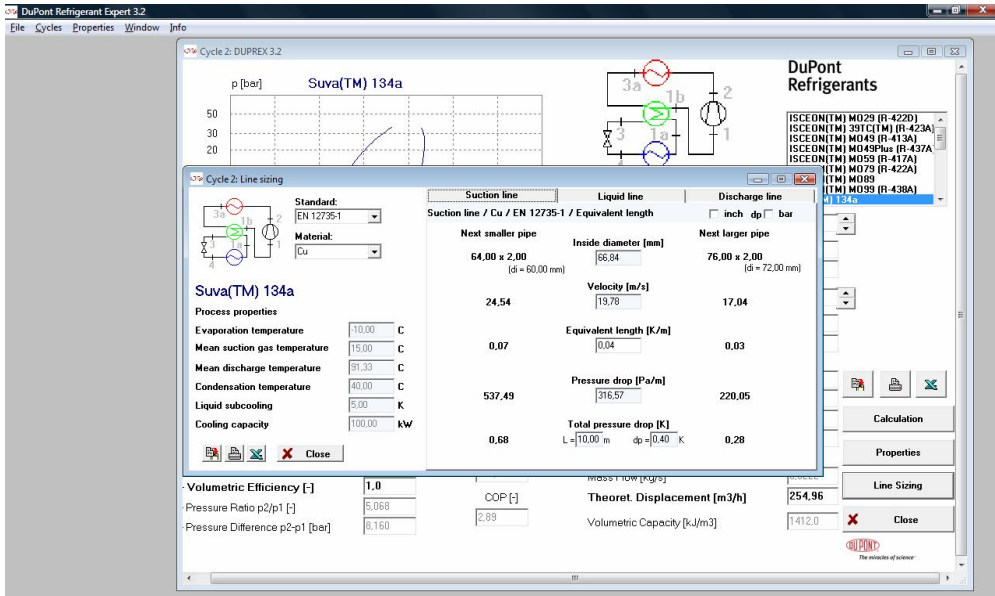
	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[dm3/kg]	[%]
1a	0,00	2,0060	401,18	1,7651	104,4752	
1b	10,00	2,0060	409,71	1,7958	109,2043	
1	20,00	2,0060	418,32	1,8257	113,8253	
2	91,33	10,1659	473,97	1,8725	26,1465	
3a	35,00	10,1659	248,99	1,1666	0,8558	
3	29,13	10,1659	240,46	1,1387	0,8385	
4	-10,00	2,0060	240,46	1,1550	26,5539	26,1
1-2			55,65			
1-2s			38,95			

Şekil 6.13 Döngü özellikleri ve genel hesap sonuçları ekranı

Şekil 6.14'de son kısım olarak hat boyutlandırılmasına ilişkin verilerin işlendiği sayfa görülmektedir. Ekranın sol üst köşesinde malzeme seçimi için bir bölüm bulunmaktadır (bakır veya çelik). Standart kısmı (bakır için ASTM B88 tip L veya EN 12735; çelik için ASTM A53, B-ST, EN10220 R1 veya EN10305-1) öncelikle boru türünü belirlemek için ve çevrim için hat boyutunu belirlemek için kullanılır. Hat boyutlarını hesaplamının temelinde toplam basınç düşümünün birim boya oranına dayanmaktadır.

İngiliz birim sisteminde varsayılan değerler emme ve basma hattı için 2°R/100ft, likit hattı için 1°R/100ft dir. SI birim sisteminde varsayılan değerler emme ve basma hattı için 0,4°K/10m, likit hattı için 0,2°K/10m dir. Bu değerler Şekil 6.14’de gösterilen ekranda orta kısımda eşdeğer uzunluk (Equivalent length) kutucuğundan değer girilerek değiştirilebilir.

Bu program iç boru çapı, hız, kabul edilebilen basınç düşümü için basınç düşümünü, seçilen malzemeyi ve standartları referans alarak küçük boruları ve büyük boruların çaplarını, hat boyutlarını hesaplar. Diğer ana ekranda olduğu gibi sonuçların ekran çıktıları alınabilmekte, Excel’e direkt aktarılabilen yada direkt yazıcıya gönderilebilmektedir. Çizelge 6.3’de buna ilişkin örnek veri tablosu verilmiştir.



Şekil 6.14 Boru hatları hesap ekranı

Çizelge 6.3 Boru hatları hesap sonuçları çizelgesi

Cycle 2: Line sizing						
EN 12735-1 / Cu / Suva(TM) 134a						
Outside diameter	Suction line		Discharge line		Liquid line	
	Velocity	Pressure drop	Velocity	Pressure drop	Velocity	Pressure drop
mm	m/s	kPa/m	m/s	kPa/m	m/s	kPa/m
6	5522,08	536701,5	1294,61	125910,9	41,52	4176,962
8	2454,26	65033,32	575,38	15269,47	18,45	524,074
10	1380,52	14609,26	323,65	3433,962	10,38	122,339
12	883,53	4602,419	207,14	1083,179	6,64	40,037
15	522,8	1188,969	122,57	280,483	3,93	10,902
16	450,78	812,146	105,68	191,747	3,39	7,567
18	345,13	409,274	80,91	96,794	2,59	3,93
22	220,88	130,867	51,78	31,058	1,66	1,322
28	141,37	42,156	33,14	10,046	1,06	0,447
35	86,28	12,158	20,23	2,912	0,65	0,135
42	58,09	4,524	13,62	1,088	0,44	0,052
54	35,34	1,319	8,29	0,319	0,27	0,016
64	24,54	0,537	5,75	0,13	0,18	0,007
76	17,04	0,22	4	0,053	0,13	0,003
89	12,23	0,098	2,87	0,024	0,09	0,001
108	8,33	0,038	1,95	0,009	0,06	0
Process properties						
Evaporation temperature			-10	C		
Mean suction gas temperature			15	C		
Mean discharge temperature			91,33	C		
Condensation temperature			40	C		
Liquid subcooling			5	K		
Cooling capacity			100	kW		

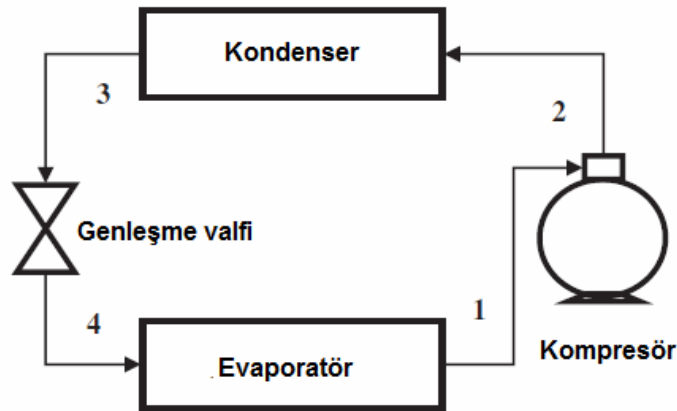
Kuramsal çevrimde kullanılacak R-22 alternatifleri olarak R417A ve R422D akışkanları seçilmiş, çevrim için Dupont firması tarafından geliştirilen Duprex 3.2 yazılımı (2011) kullanılmıştır. Kuramsal çevrimin sınırları pratikteki uygulamalara yakın olarak şu şekilde belirlenmiştir:

- Buharlaştırıcı Sıcaklığı -20/+5 °C
- Kızgınlık Miktarı 0 K
- Kondenser Sıcaklığı +25/+55 °C
- Aşırı Soğutma Miktarı 0 K

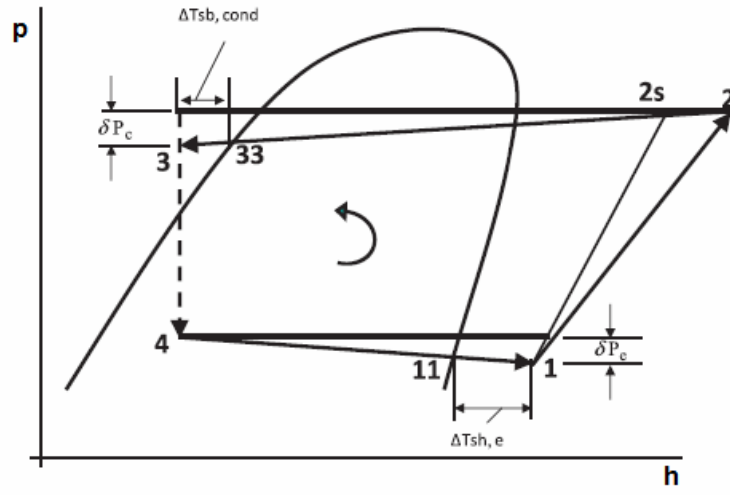
- Kompresör sıkıştırma verimi % 100
- Kompresör izentropik verimi %100
- Soğutma Yüğü 1,5 KW

Teorik çevrim performans özellikleri şu parametrelere bağılı olarak hesaplanmıştır:

- Yoğuşturucu basıncı [bar]
- Buharlaştırıcı basıncı [bar]
- STK (kızgınlık dahil) [-]
- Kompresör gücü [KW]
- Kütlesel debi [kg/s]
- Basma hattı sıcaklığı [°C]
- Sıkıştırma oranı [-]



Şekil 6.15 (a) Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi şeması



Şekil 6.15 (b) Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminin basınç-entalpi diyagramı

Bilgisayar programında soğutma tesir katsayısı (STK) için;

$$STK = \frac{\dot{Q}_e}{W_{komp}} \quad (6.1)$$

Kompresör gücü için,

$$W_{komp} = \dot{m}_r (h_\phi - h_g) \quad (6.2)$$

Akışkanın kütleli debisi için,

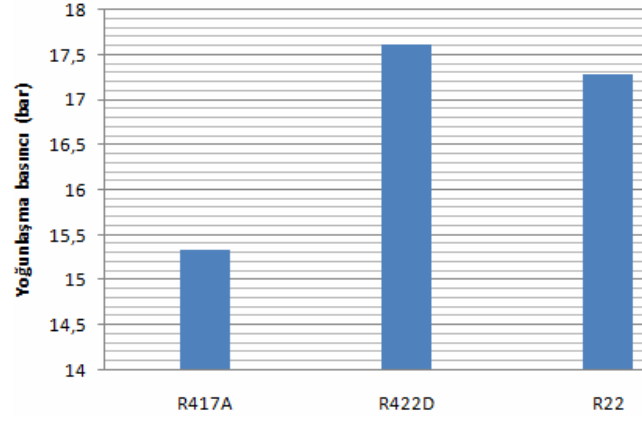
$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_e}{(h_c - h_g)} \quad (6.3)$$

Sıkıştırma oranı için

$$\varepsilon_p = \frac{p_c}{p_e} \quad (6.4)$$

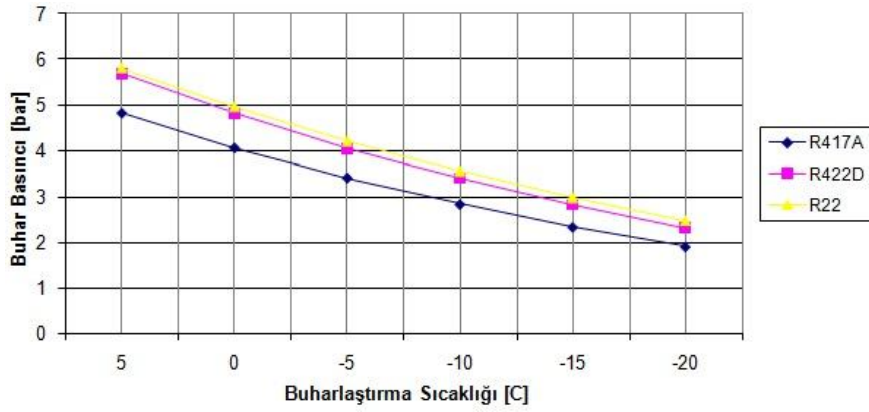
formülleri kullanılmıştır.

Yapılan çalışma sonucunda bu soğutucu akışkanların 45°C’ deki yoğunlaşma basınçları karşılaştırıldığında en yüksek basınca R422D’nin sırasıyla R22 ve en düşük basınca R417A’nın sahip olduğu görülmektedir (Şekil 6.16).



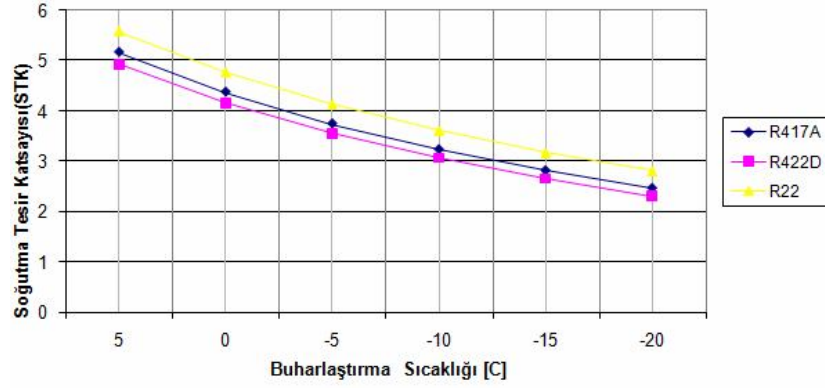
Şekil 6.16 R-22, R417A ve R422D’nin Yoğuşturucu Basınçları (+45°C yoğunlaşma sıcaklığı için)

Buharlaşma basınçları ile buharlaşma sıcaklıkları karşılaştırıldığında R22’nin en yüksek, R422D orta ve R417A’nın düşük basınca sahip olduğu anlaşılmaktadır (Şekil 6.17).



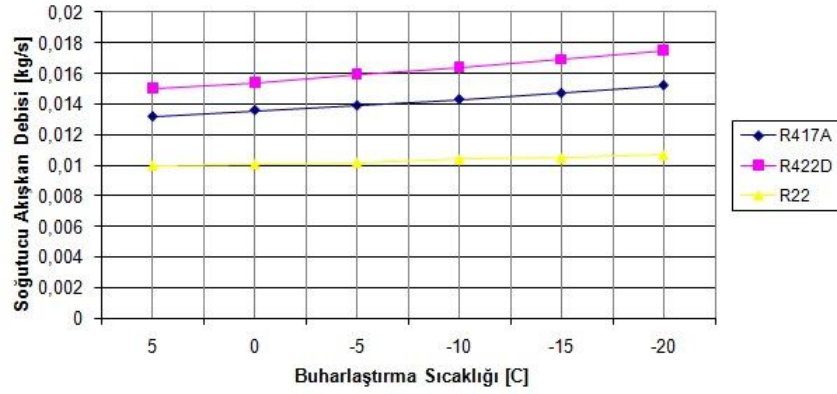
Şekil 6.17 R-22, R417A ve R422D’nin Buharlaşma Basıncı ve Sıcaklıkları Değişimi

Kuramsal olarak soğutma tesir katsayıları (STK) karşılaştırıldığında en yüksek değere R22’nin, en düşük değere ise R422D’nin sahip olduğu görülür (Şekil 6.18).



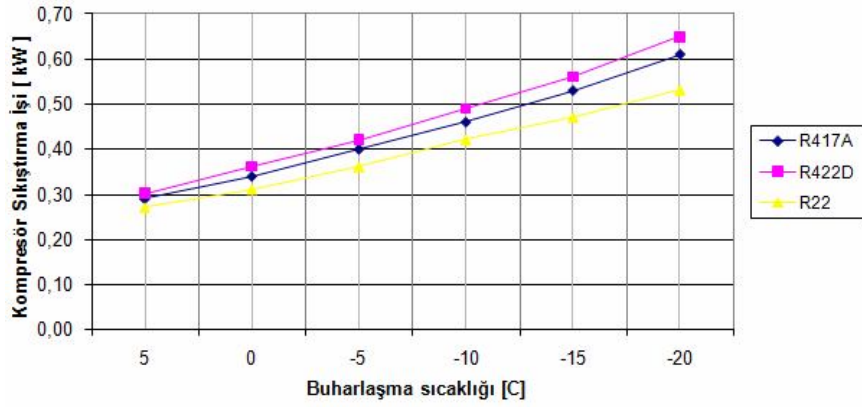
Şekil 6.18 R-22, R417A ve R422D'nin Soğutma Tesir Katsayılarının (STK) Değişimi

Benzer soğutma kapasitesi için dolaştırılması gereken soğutkan debisi karşılaştırıldığında R422D en fazla, R22 ise en düşük kütleli debiye sahip olduğu anlaşılr (Şekil 6.19).



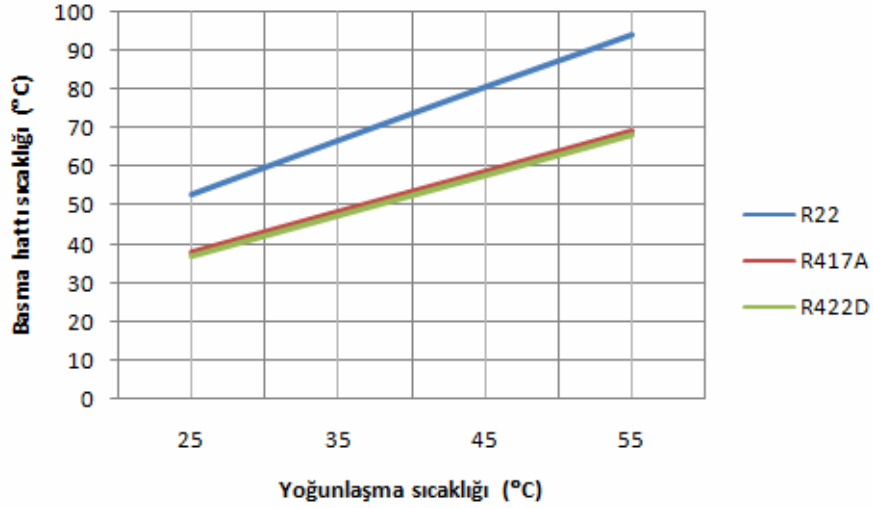
Şekil 6.19 R-22, R417A ve R422D'nin Kütleli Debi Değişimi

Kompresör sıkıştırma işi yönünden yapılan karşılaştırmada en yüksek kompresör işi R422D'de, en düşük iş ise R22'de oluşmaktadır (Şekil 6.20).



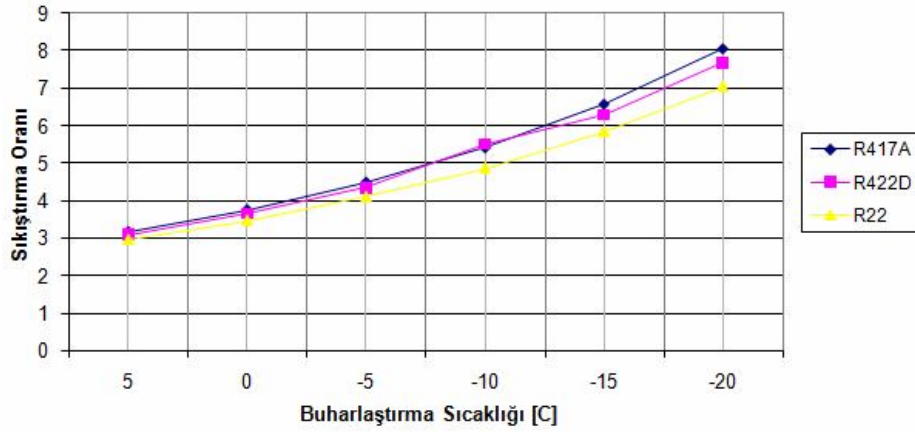
Şekil 6.20 R-22, R417A ve R422D'nin Kompresör Sıkıştırma İş Değişimleri

Basma hattı sıcaklıkları karşılaştırıldığında R22'nin en yüksek ve R422D'nin en düşük, R417 ile R422D'nin birbirine çok yakın değerlere sahip oldukları görülür (Şekil 6.21).



Şekil 6.21 R22, R417A ve R422D'nin Basma Hattı Sıcaklıklarının Değişimi (-10°C buharlaşma, 10 K kızgınlık)

Sıkıştırma oranlarına bakıldığında en yüksek orana R417A'nın, en düşük orana ise R22'nin sahip olduğu görülür (Şekil 6.22).



Şekil 6.22 R-22 R417A ve R422D’nin Sıkıştırma Oranlarının Değişimi

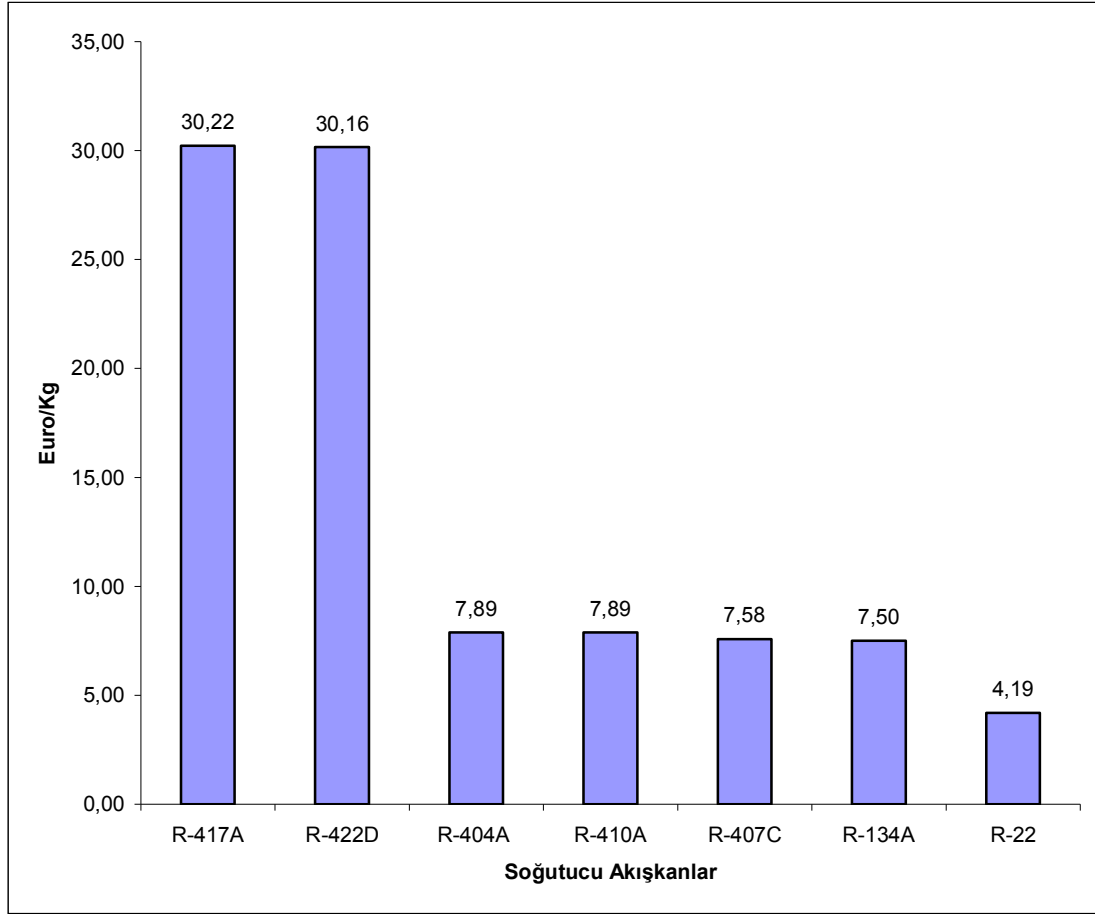
Literatür incelendiğinde birkaç çalışmada açıkça görülmektedir ki saha çalışmaları laboratuvar çalışmaları ile uyuşmamaktadır. Daha sonra yapılacak deneysel çalışmalarda kuramsal sonuçlarla deneysel çalışma sonuçları karşılaştırılmalıdır sonucuna varılmıştır.

6.1.3 Soğutucu Akışkanların Maliyet Karşılaştırılması

Çizelge 6.2 de deneylerimizde kullanılan soğutucu akışkanların Euro bazında güncel fiyatları verilmiştir. Sistem maliyetleri açısından Çizelge 6,2’de de görüldüğü gibi alternatif soğutucu akışkanlar yüksek maliyetlerle karşımıza çıkmaktadır. Deneylerimizde kullandığımız R417A ve R422D gazları otuz Euro civarındaki maliyeti ile R22 gazının yaklaşık altı katı bir maliyete sahiptir. Buda bize gösteriyor ki yeni soğutucu gazlara geçişte maliyetin çok büyük bir etkisi vardır. Bu maliyet karşılaştırılması Şekil 6.23’de grafiksel olarak verilmiştir.

Çizelge 6.4 Soğutucu akışkan fiyat listesi (15.01.2012 itibariyle)

Soğutucu Akışkan	Euro/Kg
R-417A Dupont gaz (11,35kg tüpte)	30,22
R-422D Dupont gaz (12,30kg tüpte)	30,16
R-22 COOL gaz (13,60kg tüpte)	4,19
R-404A Dupont gaz (10,90kg tüpte)	7,89
R-407C Dupont gaz (11,35kg tüpte)	7,58
R-410A Dupont gaz (11,35kg tüpte)	7,89
R-134A Dupont gaz (13,60kg tüpte)	7,50



Şekil 6.23 Soğutucu akışkan maliyet grafiği (15.01.2012 itibariyle)

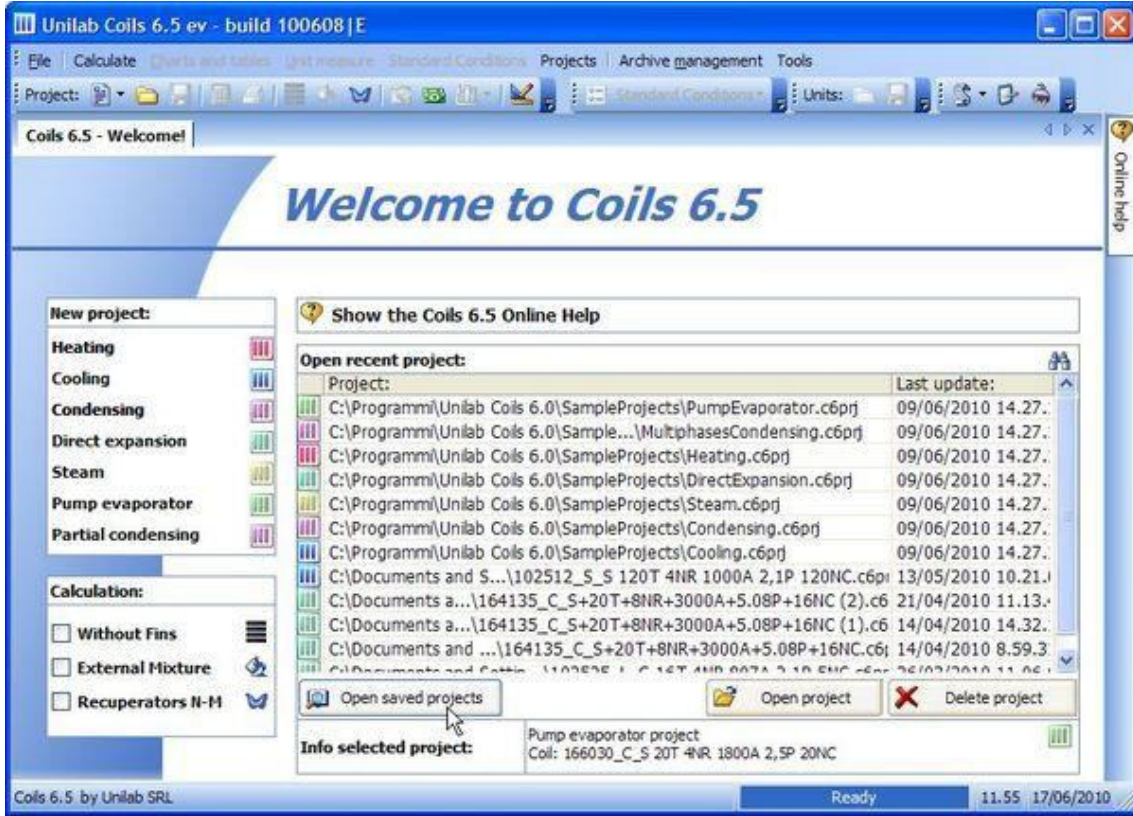
6.1.4 Coils 6.5 Yazılımı

Coils 6.5 Unilab firması tarafından geliştirilmiş bir yazılım olup ısı değiştiriciler, tüm endüstriyel uygulamaları, HVAC (heating, ventilation, air condition) ve ısı geri kazanım uygulamalarında enerji hesaplamalarında sıklıkla kullanılmaktadır. Türkiye’de üretim yapan Friterm firması bu yazılımı uzun yıllar kullanmış olup, diğer bir üretici olan Kontherm firması halen bu yazılımı kullanmaya devam etmektedir.

Coils 6.5 yazılımının kullanıldığı alanlar:

- HVAC şirketlerinde
- Enerji güç sektöründe
- Yiyecek içecek endüstrisi
- Otomotiv sektörü

Bu yazılıma ait kurulum ekranı Şekil 6.24’da görülmektedir.



Şekil 6.24 Coils tasarım programı ana ekran görüntüsü

Bu program kullanıcıların ürün grupları konusunda performans tabloları oluşturulmasında yardımcı olmaktadır. Bu özelliği ile özellikle farklı ürün grupları için tasarım imkân sağlamanın yanı sıra oluşturulan performans tablolarının farklı çalışma şartlarında oluşturulabilmesi de kullanıcılara avantaj sağlamaktadır. Bunun yanı sıra verim, hava tarafı basınç düşümleri ve sıvı tarafı basınç düşümleri şeklinde de bu tablolar oluşturulabilmektedir.

6.2 Sistemde kullanılan kondanselerlerin farklı gazlar için teorik değerleri

Çizelge 6.5 R22 için teorik veriler

Kondenser - 2522eko5/16 12T 4NR 650A 3,2P 2NC			
Geometri	2522eko5/16	Batarya Uzunluğu	650 mm
Boru Sayısı 12		Lamel aralıkları	3,20 mm
Sıra Sayısı 4		Devre Sayısı	2
Kapasite		4031	W
Isı Transfer Alanı		10,31	m ²
Isı Tr. Katsayısı		41	W/(m ² K)
Teorik Dt _{ml}		9,6	°C
Lamel Malzemesi		Alüminyum	
Boru Malzemesi		Copper	
Lamel Kalınlığı		0,12	mm
Batarya İç Hacmi		1,4	l
Boru Dış Çapı		8,30	mm
Boru İç Çapı		7,60	mm
Bos Bırakılan Boru Sayısı		0	
Hava Tarafı			
Atmosfer Basıncı / Rakım		1,01 / 0,000	bar A / m
Hava Debisi (Vol)		1460,0	m ³ /h
Hava Debisi (Mass)		1687	kg/h
Hava Hızı		2,08	m/s
Giriş Hava Yoğunluğu		1,16	kg/m ³
Kuru Termometre Giriş Sıcaklığı		30,0	°C
Giriş Bağıl Nemi		50,00	%
Giriş Özgül Nemi		13,13	g/kg AS
Giriş Entalpisi		63,79	kJ / kg
Outlet Air Temperature		38,6	°C
Outlet Air Relative Humidity		31,05446	%
Çıkış Özgül Nemi		13,13	g/kg AS
Çıkış Entalpisi		72,63	kJ / kg
Basınç Kaybı		36	Pa
Kısmi Transfer Katsayısı		57	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü		0,000000	(m ² K)/W
Soğutucu Akışkan Tarafı	Manifoldlar	In: 12x1 [1/2"]	Out: 12x1 [1/2"]
Akışkan			R22
Akışkan Debisi (Vol)		90	kg/h
Akışkan Hızı (Gaz Fazı)		3,66	m/s
Akışkan Hızı (Sıvı Faz)		0,25	m/s
Mass velocity		277	kg/(m ² s)
Aşırı Soğutma Derecesi		0,0	K
Aşırı Isıtma Derecesi		0,0	K
Evaporasyon Sıcaklığı		0,0	°C
Kondenzasyon Sıcaklığı		45,0	°C
Akışkan Tarafı Basınç Düşümü		31,49	kPa
Kollektör Basınç Düşümü		1,681	kPa
Akışkan Tarafı Toplam Basınç Düşümü		33,17	kPa
Kısmi Transfer Katsayısı		3069	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü		0,000000	(m ² K)/W

Çizelge 6.6 R407 için teorik veriler

Kondenser - 2522eko5/16 12T 4NR 650A 3,2P 2NC			
Geometri	2522eko5/16	Batarya	650 mm
Boru Sayısı	12	Uzunluğu	
Sıra Sayısı	4	Lamel aralıkları	3,20 mm
		Devre Sayısı	2
Kapasite		4031	W
Isı Transfer Alanı		10,31	m ²
Isı Tr. Katsayısı		41	W/(m ² K)
Teorik Dtml		9,6	°C
Lamel Malzemesi		Alüminyum	
Boru Malzemesi		Copper	
Lamel Kalınlığı		0,12	mm
Batarya İç Hacmi		1,4	l
Boru Dış Çapı		8,30	mm
Boru İç Çapı		7,60	mm
Bos Bırakılan Boru Sayısı		0	
Hava Tarafı			
Atmosfer Basıncı / Rakım		1,01 / 0,000	bar A / m
Hava Debisi (Vol)		1460,0	m ³ /h
Hava Debisi (Mass)		1687	kg/h
Hava Hızı		2,08	m/s
Giriş Hava Yoğunluğu		1,16	kg/m ³
Kuru Termometre Giriş Sıcaklığı		30,0	°C
Giriş Bağıl Nemi		50,00	%
Giriş Özgül Nemi		13,13	g/kg AS
Giriş Entalpisi		63,79	kJ / kg
Outlet Air Temperature		38,7	°C
Outlet Air Relative Humidity		30,86981	%
Çıkış Özgül Nemi		13,13	g/kg AS
Çıkış Entalpisi		72,74	kJ / kg
Basınç Kaybı		36	Pa
Kısmi Transfer Katsayısı		57	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü		0,000000	(m ² K)/W
Soğutucu Akışkan Tarafı	Manifoldlar	In: 12x1 [1/2"]	Out: 12x1 [1/2"]
Akışkan			R407C
Akışkan Debisi (Vol)		94	kg/h
Akışkan Hızı (Gaz Fazı)		3,64	m/s
Akışkan Hızı (Sıvı Faz)		0,28	m/s
Mass velocity		287	kg/(m ² s)
Aşırı Soğutma Derecesi		0,0	K
Aşırı Isıtma Derecesi		0,0	K
Evaporasyon Sıcaklığı		0,0	°C
Kondenzasyon Sıcaklığı		45,0	°C
Akışkan Tarafı Basınç Düşümü		33,69	kPa
Kollektör Basınç Düşümü		1,724356	kPa
Akışkan Tarafı Toplam Basınç Düşümü		33,17	kPa
Kısmi Transfer Katsayısı		3429	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü		0,000000	(m ² K)/W

Çizelge 6.7 R404A için teorik veriler

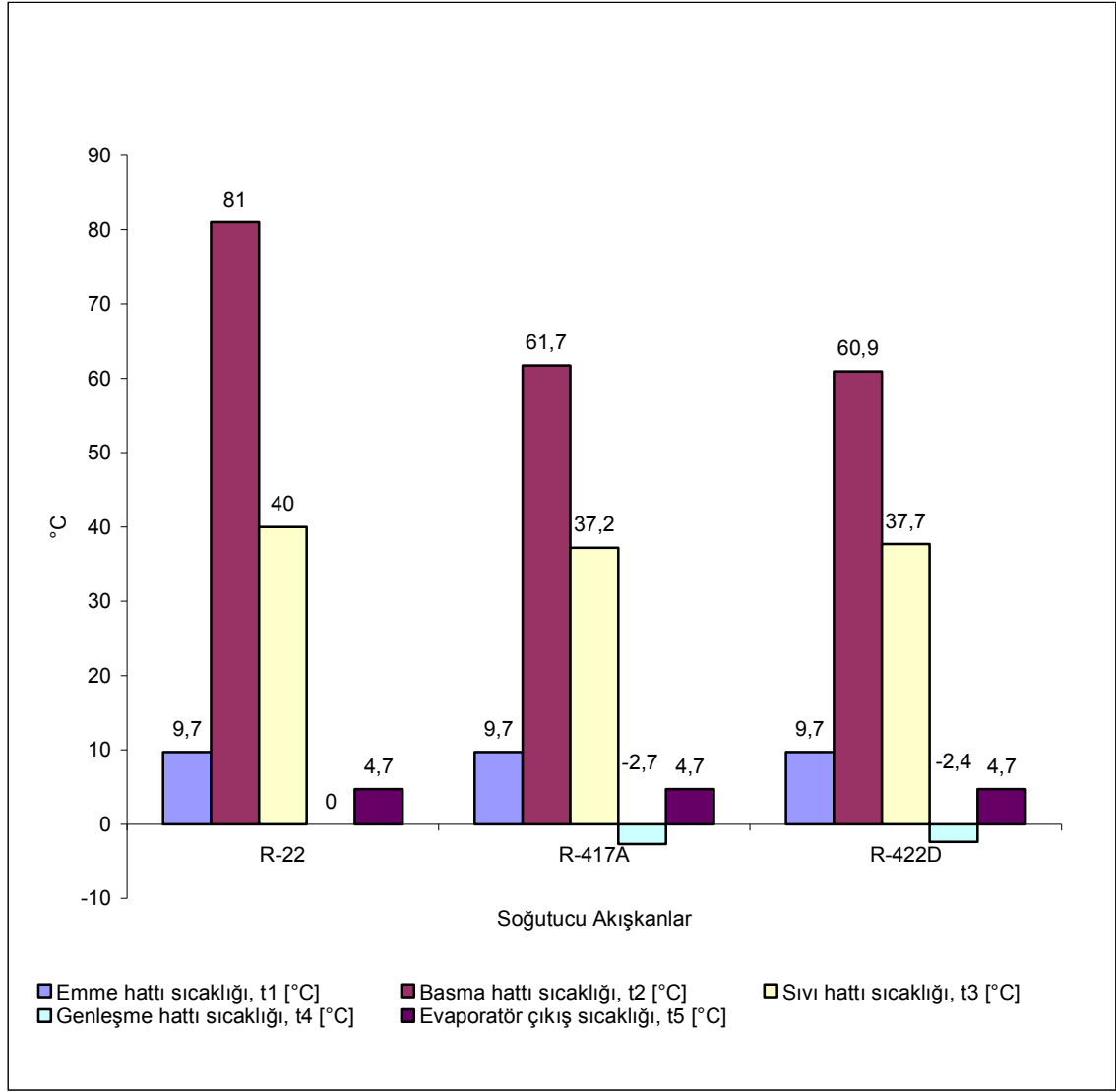
Kondenser - 2522eko5/16 12T 4NR 650A 3,2P 2NC			
Geometri	2522eko5/16	Batarya Uzunluğu	650 mm
Boru Sayısı	12	Lamel aralıkları	3,20 mm
Sıra Sayısı	4	Devre Sayısı	2
Kapasite		4470	W
Isı Transfer Alanı		10,30	m ²
Isı Tr. Katsayısı		50	W/(m ² K)
Teorik Dtml		8,7	°C
Lamel Malzemesi		Alüminyum	
Boru Malzemesi		Copper	
Lamel Kalınlığı		0,12	mm
Batarya İç Hacmi		1,5	L
Boru Dış Çapı		8,40	mm
Boru İç Çapı		7,70	mm
Bos Bırakılan Boru Sayısı		0	
Hava Tarafı			
Atmosfer Basıncı / Rakım		1,01 / 0,000	bar A / m
Hava Debisi (Vol)		1460,0	m ³ /h
Hava Debisi (Mass)		1684	kg/h
Hava Hızı		2,08	m/s
Giriş Hava Yoğunluğu		1,15	kg/m ³
Kuru Termometre Giriş Sıcaklığı		30,0	°C
Giriş Bağıl Nemi		60,00	%
Giriş Özgül Nemi		15,83	g/kg AS
Giriş Entalpisi		70,67	kJ / kg
Outlet Air Temperature		39,5	°C
Outlet Air Relative Humidity		35,42	%
Çıkış Özgül Nemi		15,83	g/kg AS
Çıkış Entalpisi		80,54	kJ / kg
Basınç Kaybı		45	Pa
Kısmi Transfer Katsayısı		72	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü		0,000000	(m ² K)/W
Soğutucu Akışkan Tarafı	Manifoldlar	In: 12x1 [1/2"]	Out: 12x1 [1/2"]
Akışkan			R404A
Akışkan Debisi (Vol)		143	kg/h
Akışkan Hızı (Gaz Fazı)		3,62	m/s
Akışkan Hızı (Sıvı Faz)		0,46	m/s
Mass velocity		427	kg/(m ² s)
Aşırı Soğutma Derecesi		0,0	K
Aşırı Isıtma Derecesi		0,0	K
Evaporasyon Sıcaklığı		0,0	°C
Kondenzasyon Sıcaklığı		45,0	°C
Akışkan Tarafı Basınç Düşümü		54,44	kPa
Kollektör Basınç Düşümü		2,586487	kPa
Akışkan Tarafı Toplam Basınç Düşümü		57,02	kPa
Kısmi Transfer Katsayısı		3805	W/(m ² K)
Kirlilik faktörü		0,000000	(m ² K)/W

6.5 Deney Sonuçları

Çizelge 6.8 Kondenser bataryası için farklı soğutucu akışkanlar için ölçüm değerleri ($T_y=45^\circ\text{C}$)

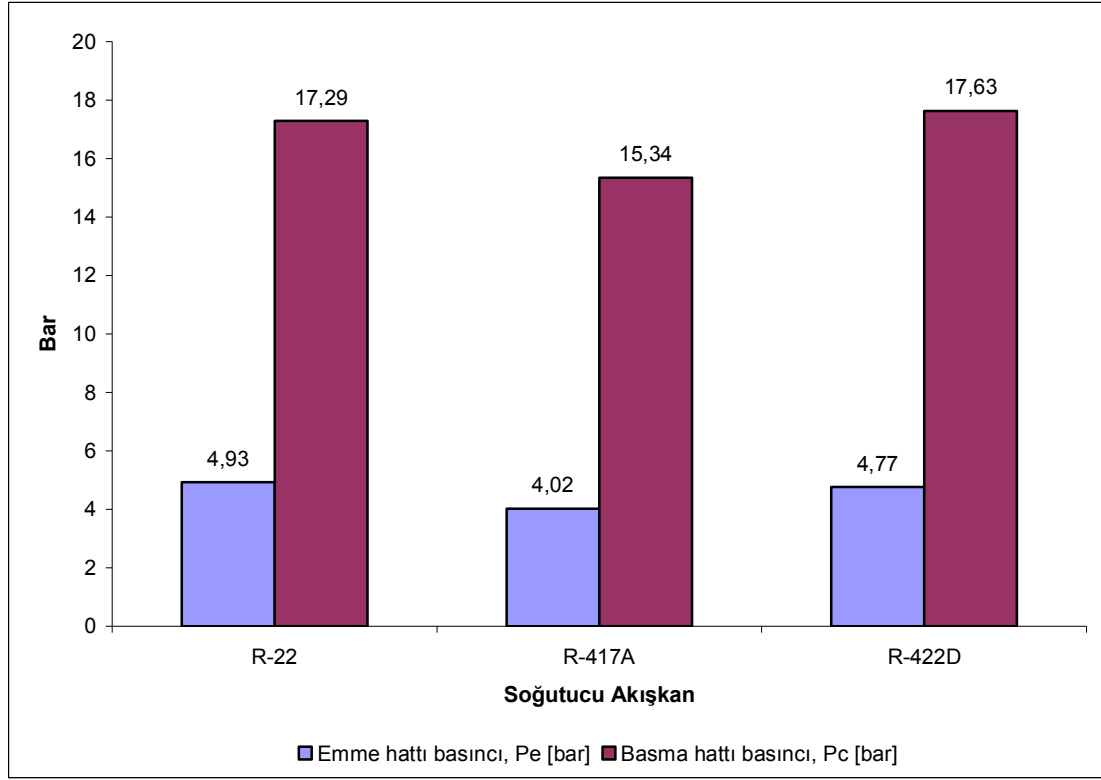
SOĞUTUCU AKIŞKAN TİPİ	R22	R417A	R422D
Emme hattı sıcaklığı, t_1 [$^\circ\text{C}$]	9,7	9,7	9,7
Basma hattı sıcaklığı, t_2 [$^\circ\text{C}$]	81	61,7	60,9
Sıvı hattı sıcaklığı, t_3 [$^\circ\text{C}$]	40	37,2	37,7
Genleşme hattı sıcaklığı, t_4 [$^\circ\text{C}$]	0	-2,7	-2,4
Evaporatör çıkış sıcaklığı, t_5 [$^\circ\text{C}$]	4,7	4,7	4,7
Emme hattı basıncı, P_e [bar]	4,93	4,02	4,77
Basma hattı basıncı, P_c [bar]	17,29	15,34	17,63
Soğutucu akışkan debisi, m_r [g/s]	20	20	25
Evaporatör kapasitesi,	3180	2470	2730
Kondenser kapasitesi,	4030	3200	3580
Hava giriş sıcaklığı, t [$^\circ\text{C}$]	15	15	15
Hava giriş bağıl nemi, [%]	70	70	70
Hava çıkış sıcaklığı, [$^\circ\text{C}$]	24	24	24
Hava çıkış bağıl nemi, [%]	41	41	41
Hava alın hızı, u [m/s]	1,8	1,8	1,8
Yüzey alanı, A [m^2]	0,224	0,224	0,224
Hava debisi, $A.u$ [m^3/s]	0,403	0,403	0,403

Şekil 6.1 de verilen deney seti üzerinde R-22, R22 alternatiflerinden R-417A ve R-422D ile yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar Çizelge 6.6’da verilmiştir. Bu yapılan deneylerde $T_y=45^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır. Elde edilen bu değerlerdeki değişimler grafik olarak Şekil 6.25, 6.26, 6.27,6.28 de verilmiştir.



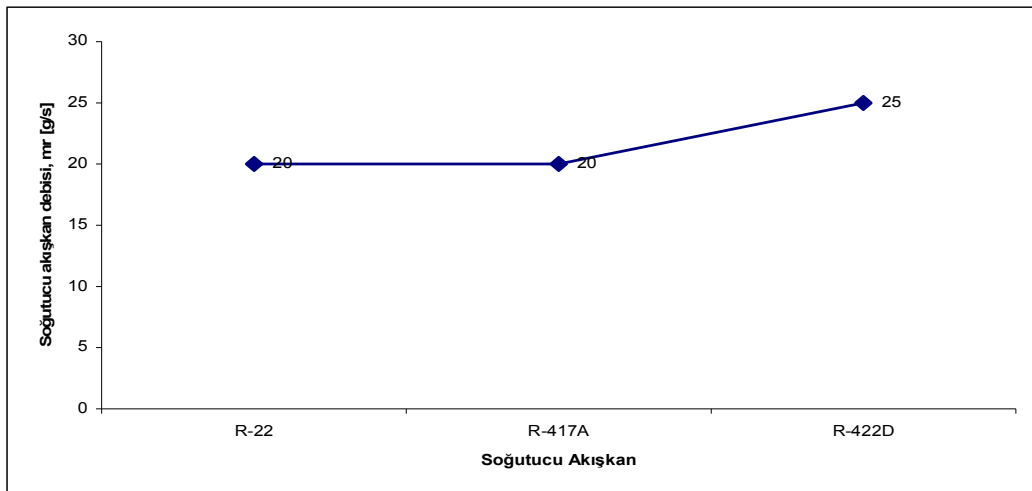
Şekil 6.25 Farklı noktalardaki soğutucu akışkan sıcaklık değişimleri

Yapılan deneylerde t1, t2, t3, t4, t5 Çizelge 6.6’da verilmiş bu değerler Şekil 6.25’de grafik halinde verilmiştir. t1, emme hattı sıcaklığı her üç soğutucu akışkan için aynı değeri aldığı görülmektedir. t2, basma hattı sıcaklıklarında ise R22 ye göre R422D ve R417A daha düşük değere sahip olduğu görülmektedir. Aynı zamanda R422D ve R417A basma hattı sıcaklığı yakın değerler almaktadır. t3, sıvı hattı sıcaklıklarında R22 40 °C gibi bir değeri alırken diğer alternatifleri R422D ve R422A 37 °C gibi bir değer almıştır. Özellikle t4, genleşme hattı sıcaklıklarında R22 0 °C bir değer alırken diğer gazlarda bu değer eksi değerlere düşmüştür.



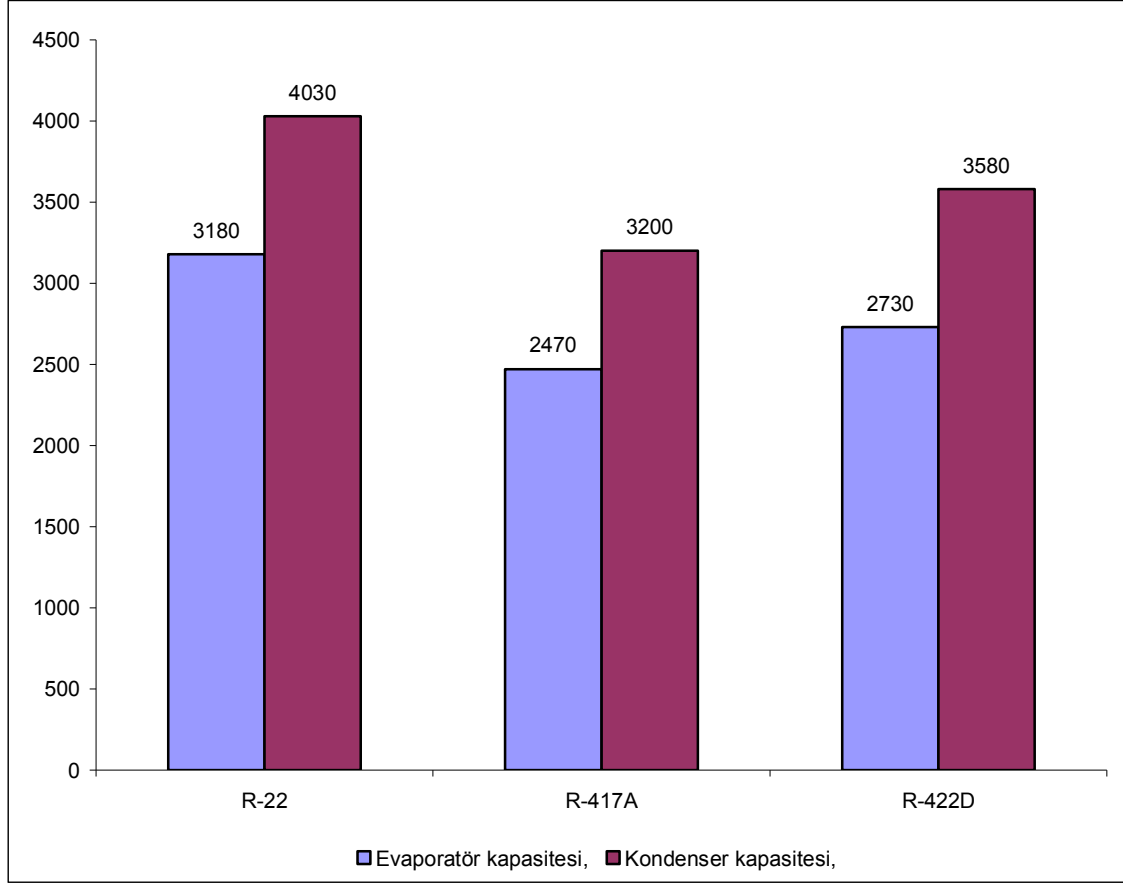
Şekil 6.26 Emme ve basma hattı basınç değişimleri

Emme ve basma hattı basınç değişimleri Şekil 6.26 verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde emme ve basma hattı basınçlarında R417A soğutucu akışkanında basma hattı kısmında yaklaşık iki barlık bir farklılık görülmekte diğer basınç değerleri birbirine yakın değerler aldığı görülmüştür.



Şekil 6.27 Akışkan debileri değişimleri

Şekil 6.27’da gazların sistemdeki debi değerleri grafik halinde verilmiştir. R22 ve R417A aynı debi değerlerini alırken R422D % 25 bir artış görülmektedir.



Şekil 6.28 Evaporatör ve kondanser kapasite değişimleri

Şekil 6.28’de evaporatör ve kondanser kapasitelerindeki değişimler grafik halinde verilmiştir. Bu grafikte de görüldüğü gibi evaporatör ve kondanser kapasitelerinde en yüksek değere R22 soğutucu akışkanı ulaşmıştır. En düşük değere de R417A almıştır.

7. SONUÇ VE TARTIŞMA

Yapılan tez çalışmasında, alternatif soğutucu akışkanların soğutma sistemlerinde evaporatör ve kondanser kapasitesine etkileri üzerinde durulmuştur. Bu karşılaştırmaların yapılması için R22 alternatifleri arasında incelemelerde bulunulmuş bu incelemeler neticesinde yağ değişimi gerektirmeyen R422D ve R417A soğutucu akışkanları karşılaştırılmak üzere seçilmiştir.

Temel olarak teorik ve deneysel verilerin karşılaştırma olanağı vermesi açısından bu gazların teorik değerlerinin kapasite üzerindeki etkisi bilgisayar yazılımları ile değerlendirilmiştir. Bu değerlendirmede Duprex 3.2 yazılımında yararlanılmıştır. Bu yazılımdan elde edilen değerler her üç soğutucu akışkan için tablolar haline getirilmiş ve tablolardan grafikler oluşturulmuştur. Bu elde edilen grafikler tezimizin içersinde kurumsal hesaplamalar başlığı altında verilmiştir.

Daha sonra tezimizin ikinci aşaması olarak kabul edebileceğimiz kısım olan deneysel çalışmalara geçilmiştir. Bu aşamada teorik çalışmalarda kullanılan soğutucu akışkanlar olan R422D ve R417A soğutucu akışkanlarının yanı sıra karşılaştırma yapılabilmesi açısından R22 soğutucu akışkanı deneylerde kullanılmıştır. Deneyler bir eğitim seti üzerinde gerçekleştirmiştir. Bu set plakalı, sulu-pompalı, ısı pompalı ve ısı tekerli ısı geri kazanım yöntemlerinin bir arada kullanıldığı bir set olup birçok deneysel model imkânı veren bir settir. Bu sete ilişkin ayrıntılı açıklamalar deneyler başlığı altında verilmiştir.

Tüm yapılan bu çalışmaların sonucunda katalog değerleri, teorik değerlendirmeler, deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında değerlerde farklılıklar gözlemlendiği görülmüştür. Bu farklılıklar yazılım desteğinde yapılan kuramsal hesaplamalar ile firma katalog değerleri arasında çok bariz görünmezken özellikle bu iki değerlendirme ile deneysel çalışmalar arasında bariz farklar görülmektedir. Bu karşılaşılan farklar evaporatördeki kızgınlık değerlerinin hassas ayarlanmamasından ve yine kondanserde aşırı soğutma miktarının hassas ayarlanmamasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Daha sonraki çalışmalarda fiyat noktasında değerlendirmelerinde göz önüne alınarak R22 soğutucu akışkanını alternatiflerinden deneysel şartlarda karşılaştırmalar yapılabilir. Özellikle soğutucu akışkan maliyetlerinin yüksek olması alternatiflere geçiş sürecinde gecikmeler doğurabileceği görülmüştür. Bu alternatif akışkanların maliyetleri izelge 6.4’de gösterildiği gibi R22’nin yedi katı kadar pahalı olmasından dolayı yaygınlaşması oldukça zor görünmektedir.

8.KAYNAKLAR

- Acül H., 2008, “Kanatlı borulu tip hava soğutmalı kondenserler ve sistem enerji verimliliğine etkileri”, Friterm A.Ş. teknik dokümanları ve uygulamaları, Cilt 12 Syf: 477-488
- Akhiles A.ve Sachev H.L., 2009 “Thermodynamic analysis of R422 series refrigerants as alternative refrigerants to HCFC22 in a vapour compression refrigeration system”, International Journal of Energy Research, 33 pp. 753-765
- Apra C., de Rossi F., Greco A., Renno C. 2003, “Refrigeration plant exergetic analysis varying the compressor capacity” International Journal of Energy Research, 27 pp. 653–669.
- Apra C., Renno C., 2004, “Experimental comparison of HCFC22 with R417A performance in a vapour compression refrigeration plant subjected to a cold store”, Energy Conversion and Management, 45 pp. 1807–1819.
- Arik K., 2004, “Direk genleşmeli evaporatörün yapay sinir ağları ile modellenmesi”, Teknoloji Dergisi , Gazi Üniversitesi, Ankara, 4. sayı syf. 649-658.
- Arora A., Arora B.B., Pathak B.D., Sachdev H.L., 2007, “Exergy analysis of vapour compression refrigeration system with HCFC22, R407C and R410A”, International Journal of Exergy , pp. 441–454.
- Ataer Ö.E. vd., 2001, “Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri İçin Soğutucu Akışkan Seçimi”, V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Syf. 479-488.
- Birleşmiş Milletler Çevre Programı, Montreal protokolü (1987), New York, Birleşmiş Milletler
- Bulgurcu H., Baraz M., 2011, “R-22 alternatifleri R-417A ve R-422D soğutucu akışkanlarının performans özellikleri”, 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 7-10 Eylül 2011, Karaelmas Üniversitesi, Zonguldak syf 304-310
- Bulgurcu H., Kon O., İtlen N., 2009 , “Soğutucu akışkanların çevresel etkileri ile ilgili yeni yasal düzenlemeler ve hedefler”, VIII.Ulusal Tesisat Mühendisleri Kongresi, İzmir, syf. 915-928.
- Calm J.M., Domanski P.A., 2004 “R-22 replacement status. ASHRAE Journal”, 46(8) pp.29–39.

- Carrier Corporation, 2005, “Soğutucu Akışkan R-410A, Yeni Ticari İklimlendirme Cihazlarında R-22’nin Yerine Kullanılabilecek Çevre Koruma Açısından Güvenilir Yüksek Verimli Bir Soğutucu Akışkan”, Teknik Bülten, Sayı:5.
- Chen W., 2008, “A comparative study on the performance and environmental characteristics of R410A and R22 residential air conditioners”, Applied Thermal Engineering, pp.1–7.
- Cavallini A. 1996, “Working fluids for mechanical refrigeration”, International Journal of Refrigeration; pp. 485 – 496.
- Chen S., Judge J.F., Groll R., Radermacher R. 1994 “Theoretical analysis of hydrocarbon refrigerant mixtures as a replacement for HCFC-22 for residential uses”, Proceedings of the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue, Purdue University, U.S.A., pp. 225–230.
- Devotta S., Waghmare A.V., Sawant N.N., Domkundwar B.M., 2001 “Alternatives to HCFC-22 for air conditioners”, Applied Thermal Engineering ,pp.703–715.
- Didion D.A., Bivens D.B., 1990, “Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs”, International Journal of Refrigeration ,pp. 163–175.
- Domanski P.A., Didion D.A. 1993, “Thermodynamic evaluation of HCFC22 alternative refrigerants and refrigerant mixtures”, ASHRAE Transactions 99 (Part 2) pp. 636–648.
- Esen D.Ö.ve Hoşöz M., 2006 , “R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil iklimlendirme sisteminin deneysel performans analizi”, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, Ankara, Cilt 21. No: 4 syf. 703-709
- Ferreira C.A.I., Vanderree H., Toubert S., 1999, “The role of compressors in industrial refrigeration plants an exergy analysis”, Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, vol. III(578), Sydney, Australia, 19–24 September 1999; pp. 2843–2851.
- Güngör A. vd. ,2009, “Soğutma sistem esasları”, Kurs notları , Teskom
- İsa, Kadir., “F-gaz yönetmeliği” 4. Uygulamalı İklimlendirme ve Soğutma Semineri, YTU Maslak Yerleşkesi, 3-7 Temmuz 2006 İstanbul.

- Jabraj D.B., Narendaran A., Lal D.M., Renganarayanan S., 2007, “Evolving an optimal composition of HFC407C/HC290/HC600a mixture as an alternative to HCFC22 in window air conditioners”, *International Journal of Thermal Science*, pp. 276–283.
- Jung D., Song Y., Park B. 2000, “ Performance of HCFC22 alternative refrigerants”, *International Journal of Refrigeration* pp. 466 – 474.
- Kabul A., Kizilkan O., Yakut A.K., 2008, “Performance and exergetic analysis of vapor compression refrigeration system with an internal heat exchanger using a hydrocarbon, isobutane (R600a)”, *International Journal of Energy Research*, 32 pp. 824–836.
- Kabul A., 2008, “Alternatif soğutucu akışkan kullanılan bir soğutma sisteminde termodinamik ve ısı transferinin teorik ve deneysel olarak incelenmesi”, Doktora tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
- Kaya, M.; Atik, K., 1998, “R-22, R-500 ve R-13.B.1 Soğutucu Akışkan Etkinliklerinin Karşılaştırılması” , 5.Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Tekniği Kongresi, 2-3 Nisan 1998 , Çukurova Üniversitesi, Adana, s:169-178.
- Keogh, A., 2005, “Soğutucu Akışkan Seçimi ve Su Soğutma Grubu Tasarımı”, “Paket Tip Su Soğutma Gruplarında R-410A Kullanımı”, *Teknik Bülten*, Sayı:4.
- Kırmacı V., Özdemir M.B., 2006, “Soğuk depoların soğutma sisteminde kullanılan R407c alternatif soğutucu akışkanına göre sistem kapasitelerinin bilgisayar programı ile modellenmesi”, *Fen Bilimleri dergisi*, Çukurova Üniversitesi Adana, 2. sayı syf. 27.
- Kopac M., Zemher B., 2006, “Effect of saturation-temperature on the performance of a vapour-compression refrigeration cycle working on different refrigerants using exergy method”, *International Journal of Energy Research* 30 pp. 729–740.
- Koyun, T., Koyun, A., Acar, M., 2005, “Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Sayı:88,s:46-53.
- Onat, A., İmal, M., İnan, A.T. 2004 “Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar”, *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi* 7 (1) syf 32-37.

- Özcan H., Arcaklıoğlu E. 2011, “Alternatif soğutucu akışkanlar olarak çevre dostu hidrokarbonların kullanılması üzerine bir değerlendirme”, International Advanced Technologies Symposium 16-18 Mayıs 2011, pp. 66-71
- Özkaya M.G., Variyenli H.İ., Gedik B., 2009, “Ev tipi soğutucularda farklı soğutucu akışkanların performanslarının deneysel incelenmesi”, Tubav Bilim Dergisi, Cilt:2 Sayı1. syf 5-13
- Özkoç, N., 2004, “Soğutucu Gazların Kullanımı”, KOSGEB-MEB Soğutma Sektöründe Meslek Geliştirme Eğitimleri Projesi, Syf. 1-5.
- Özkoç, N., 1999, “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın No: 115, Ankara.
- Park K.J., Ju D., 2007, “Thermodynamic performance of HCFC22 alternative refrigerants for residential air-conditioning applications” Energy and Buildings , 39 pp.675–680.
- Parmaksızoğlu C. ve Çeteci Ö., 2006, “Isı değiştirici tasarımı”, VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Syf. 135-147.
- Radermacher, R., Jung D. 1993, “Theoretical analysis of replacement refrigerants for HCFC22 for residential uses”, ASHRAE Transactions; 99 (1) pp. 333–343.
- Resmi Gazete, 2006, “Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin Azaltılmasına İlişkin Yönetmelik”. Çevre ve Orman Bakanlığından; Yönetmelik, Sayı: 26176.
- Resmi Gazete, “Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin İthaline İlişkin Tebliğ”, Dış Ticaret Müsteşarlığından, İthalat: 2007/14, Sayı: 26392, Tarih: 30.12.2006.
- Sencan A., Selbas R., Kizilkan O., Soteris A., Kalogirou A., 2006, “Thermodynamic analysis of subcooling and superheating effect of alternative refrigerants for vapour compression refrigeration cycles”, International Journal of Energy Research, 30 pp.323–347.
- Stegou-Sagia A., 2005, “Evaluation of mixture efficiency in refrigerating system” Energy Conversion and Management 46(17), pp. 2787–2802.
- Stewart S.W., Aspelund K.A., Wright M.F., Sadler E.M., Shelton S.V., 2002, “Residential air conditioner finned-tube condenser heat exchanger optimization”, Southeastern Region XI Technical Conference, Georgia.

Torrella E., Cabello R., Sánchez D., Larumbe J.A., Llopis R., Cavallini A. 2010, “On-site study of HCFC-22 substitution for HFC non-azeotropic blends (R417A, R422D) on a water chiller of a centralized HVAC system”, Energy and Buildings 42 pp.1561–1566.

TS EN 327/A1, 2006, “Isı eşanjörleri hava soğutmalı zorlanmış konveksiyonlu soğutucu akışkanlı kondenserlerin performansının tayini İçin deney metotları”

İnternet Kaynakları

Erişim Tarihi

- | | |
|--|----------------|
| 1- http://www.epa.gov/Ozone/snap/refrigerants/ | 10 Nisan 2010 |
| 2- http://www.ari.org/standardscert/standards/700-2004.htm | 31 Aralık 2009 |
| 3- http://www.emersonclimate.com/images/RefrigerantWhtPaper_9.pdf | 23 Aralık 2009 |
| 4- http://www2.dupont.com/Refrigerants Ekim 2011 | |
| 5- http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/ | 15 Ekim 2011 |
| 6- http://www.unilab.eu/upload/publication/file/UNILAB_COILS_6.pdf | 28 Kasım 2010 |
| 7- http://www.fluorocarbons.org/en/info/brochures/fact_09.html | 11 Aralık 2010 |
| 8- http://www.airah.org.au/downloads/AIRAH_RSG2003.pdf | 11 Aralık 2010 |

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Murat BARAZ

Doğum Yeri : Ankara

Doğum Tarihi: 31.01.1980

Medeni Hali : Evli

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu:

Lise : Afyon Gazi Anadolu Meslek Lisesi Bilgisayar Bölümü (Yazılım), 1998

Lisans : Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi
Tesisat Öğretmenliği Bölümü, 2003,

Yüksek Lisans: Afyon Kocatepe Üniversitesi Makine Eğitimi Bölümü, 2005

Çalıştığı Kurum:

Afyon Kocatepe Üniversitesi, Bolvadin Meslek Yüksek Okulu 2004

Yayınlar

- Isıtma tesisatı teknolojilerinin internet üzerinden eğitimi için bir uygulama, MTET 2005 1. Uluslararası Mesleki ve Teknik Eğitim Teknolojileri Sempozyumu 5-7 Eylül 2005, 1013, 2005
- Merkezi ısıtma sistemlerinde kazanlarda kullanılan toz kömür yakma sistemlerinin modellenmesi, 9.Ulusal Yanma Sempozyumu, 16-17 Kasım 2006, 285, 2006

- Doğalgaz ve gıda bölümleri öğrencileri üzerinden meslek yüksek okulu konulu bir anket uygulaması, Ulusal Teknik Eğitim, Mühendislik ve Eğitim Bilimleri Genç Araştırmacılar Sempozyumu 20-22 Haziran 2007, 773, 2007 (Yüksel Y. İle birlikte)
- An application for the education of heating plant technologies on internet, Electronic Journal of Vocation Colleges, Aralık 2011, 186.
- R22 alternatifleri R417A ve R422D soğutucu akışkanlarının performans özellikleri, 18. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi 7-10 Eylül 2011, 228 (Bulgurcu H. ile birlikte)