

İklimlendirme sektörü olarak gururluyuz...




FRITERM®

CO₂ (R744) Akışkanlı Evaporatör ve
Gaz Soğutucu Ürünleri



CO₂



KOBİ SÜRDÜRÜLEBİLİR ÇEVRE DOSTU ÜRÜN
BİRİNCİLİK ÖDÜLÜ 2010



FRITERM®

1979'dan beri

Merkez / Fabrika:

İstanbul Deri Organize Sanayi Bölgesi Dilek Sokak No:10
X-11 Özel Parsel Tuzla 34957 İstanbul / TÜRKİYE

Tel: +90 216 394 12 82 (pbx) Faks: +90 216 394 12 87

info@friterm.com

www.friterm.com

Sürdürülebilir çevre için yenilikçi ürünler



Tasarım ve uygulamalarınızda
Friterm **A sınıfı** ürünleri tercih ediniz.

CO₂ (R744)
Akışkanlı
Evaporatör ve
Gaz Soğutucu Ürünleri



KOBİ SÜRDÜRÜLEBİLİR
ÇEVRE DOSTU ÜRÜN
BİRİNCİLİK ÖDÜLÜ 2010




FRITERM®

1979'dan beri

Merkez / Fabrika:

İstanbul Deri Organize Sanayi Bölgesi Dilek Sokak No:10
X-11 Özel Parsel Tuzla 34957 İstanbul / TÜRKİYE
Tel: +90 216 394 12 82 (pbx) Faks: +90 216 394 12 87

info@friterm.com
www.friterm.com

İKLİMLENDİRME VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE

Enerji Verimliliği

Dr. Kadir İsa
Dr. Ayhan Onat

İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde **ENERJİ VERİMLİLİĞİ**

Dr. Kadir İsa
Dr. Ayhan Onat

1. Basım Eylül 2012
ISBN: 978-975-6263-22-8

Her hakkı mahfuz olup yazarın veya Friterm A.Ş.'nin müsadesi olmaksızın çoğaltılamaz, yayınlanamaz.

Bu kitap ekteki kaynaklara dayanılarak mümkün olduğunca dikkat gösterilerek hazırlanmıştır. Ancak Friterm A.Ş. ve kitabın yazarı kitabın içindeki bilgilerin tamlığı, doğruluğu veya uygulanabilirliği hakkında hiçbir garanti vermez; bu kitabın içerdiği bilgilere dayanan herhangi bir sorumluluk kabul etmez. Kitapta bulunan bilgilerin kullanımına ilişkin bütün risk ve sorumluluk bu bilgileri kullananlara aittir.

Doğa Yayıncılık Ltd. Şti.

Ali Nazım Sk. No: 30 Koşuyolu 34718 Kadıköy / İSTANBUL

Tel: 0216 327 80 10

Faks: 0216 327 79 25

www.dogayayin.com

info@dogayayin.com

Baskı ve Cilt:

Altan Basım Ltd. Şti.

Yüzyıl Matbaacılar Sitesi Bağcılar / İstanbul

Tel: 0212 629 03 74

ÖNSÖZ

Ülkemizde iklimlendirme ve soğutma sektörünün gelişimine katkı sağlama amaçlı olarak yürütülen çalışmalarda aktif ve öncü bir misyon ile çalışan firmamız Friterm A.Ş, bünyesinde yürüttüğü eğitim, araştırma ve teknik yayın faaliyetlerini kurumsal bir yaklaşım dahilinde sürdürmek amacıyla 2009 yılında FRİTERM AKADEMİ'yi yapılandırmıştır. FRİTERM AKADEMİ çalışmalarında endüstrinin ihtiyaç duyduğu teknik yayın konusunu temel bir faaliyet olarak görmektedir.

Bu çerçevede birinci baskısı Haziran 2009 (2.500 adet) ve ikinci baskısı Nisan 2011 (2.500 adet) tarihlerinde yapılan ilk yayıнымız “Plastik Endüstrisinde Soğutma Sistemleri ve Uygulamaları” kitabı sektörden ve meslektaşlarımızdan büyük ilgi görmüş; bu durum bizleri yeni teknik yayınlar çıkarma konusunda cesaretlendirmiştir.

TMMOB Makine Mühendisleri Odası İstanbul Şubesi tarafından düzenlenen Enerji Yöneticiliği Eğitim Programı dahilinde teorik ve uygulamalı “Soğutma ve İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Verimliliği” eğitimleri Kasım 2009-Mart 2011 tarihleri arasında FRİTERM AKADEMİ eğitmenleri tarafından verilmiştir. Bunun yanı sıra Isıtma Soğutma Klima Araştırma ve Eğitim Vakfı (ISKAV), çeşitli üniversite, firma ve mesleki kurumlar için firmamızda bu alana yönelik oldukça önemli teorik ve uygulamalı teknik eğitim ve geziler düzenlenmiş; günümüze kadar bu etkinliklerde binin üzerinde meslektaşımız bilgilendirilmiştir. Bu durum bizler için şüphesiz çok önemli bir mutluluk kaynağıdır.

Eğitimlerde yaratılan bilgilerin ve ortaya çıkartılan eğitim dökümanlarının süreç içerisinde gelişip olgunlaşması bizde yeni bir yayının bu alanda olması fikrini filizlendirmiştir. “Soğutma ve İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Verimliliği” başlıklı yeni kitabımıza yönelik hazırlıklar 2010 yılı sonlarında başlamıştır. Değerli Hocalarımız Sayın Yrd. Doç. Dr. Kadir İSA ve Sayın Yrd. Doç. Dr. Ayhan ONAT'ın yürüttüğü bu önemli çalışma için firmamızın uzmanlarından ve sektörümüzde faaliyet gösteren birçok değerli akademisyen ve meslektaşımızdan katkılar alınmıştır.

Değerli katkılarından dolayı Sayın A. Metin Duruk, Sayın Cafer Ünlü, Sayın Duygu Erten, Sayın Nedim Zalma, Sayın Onur Ünlü, Sayın Mehmet Rodop, Sayın Selman Ölmez, Sayın Özgür Küçükhusseyin, Sayın Hasan Acül ve Sayın Hatice Canbaz'a teşekkür ederim.

Enerji verimliliği ve enerjinin etkin kullanımının ne denli önemli olduğu günümüzde tartışılmayan bir gerçeklik olmuştur. Ülkemiz enerjiyi çok yoğun kullanan ülkeler grubundadır ve enerji verimliliğine yönelik yapılacak iyileştirme çalışmaları ile ortalamada %30 oranında tasarruf etme potansiyeli vardır. Ülkemizin enerji alanındaki çok büyük oranlarda dışa bağımlılığı konuyu daha da yakıcı hale getirmektedir.

Yayınımızı belirli sürelerle alacağımız geri bildirimler doğrultusunda geliştirip, zenginleştirerek yinelemek hedeflerimiz arasındadır. Sizlerden gelecek geri bildirimler bu konuda önemli olacaktır.

FRİTERM AKADEMİ tarafından oluşturulmakta olan web eğitim portalı 2012 yılı içinde faaliyete geçecektir. Bu sayede eğitime yönelik yayınlarımızı meslektaşlarımız web portalından da güncel olarak takip imkanı bulacaklardır.

Yayınımızın enerji yöneticilerine ve sektörümüzde çalışan tüm meslektaşlarımıza faydalı bir kılavuz olmasını ve bu sayede ülkemizde enerjinin etkin kullanımına karınca karınca bir katkı sağlamasını ümit ediyoruz.

Sağlıklı, mutlu ve enerjimizi etkin kullandığımız bir yaşam diliyorum.

Saygılarımla,

Naci Şahin

Friterm A.Ş Genel Müdürü

İÇİNDEKİLER

BÖLÜM 1 - ENERJİ VE VERİMLİLİK

1.1 Amaç	1
1.2 Enerji ve Verimlilik Kavramları	1
1.2.1 Enerji Kaynakları	2
1.2.2 Enerjinin Kullanımı	4
1.2.2.1 Sanayide Enerji Kullanımı	7
1.2.2.2 Ulaştırma İçin Enerji Kullanımı	7
1.2.2.3 Konut ve Hizmet Sektöründe Enerji Kullanımı	7
1.2.3 Enerji ve Çevre	8
1.2.3.1 Sera Gazı Emisyonları	8
1.2.3.2 Enerjiyle İlgili Diğer Çevresel Baskılar	9
1.2.3.3 İklim Değişikliklerinin Enerji Üretimi ve Tüketimi Üzerindeki Etkileri	9
1.2.4 Enerji Verimliliği	10
1.2.5 Enerji Verimliliği Yönetimi	12
1.3 Soğutma ve İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Verimliliği	14
1.3.1 Binalarda Enerji Verimliliği	15
1.3.2 Sanayi Tesislerinde Enerji Verimliliği	17
Kaynaklar	20

BÖLÜM 2 - SOĞUTMA SİSTEMLERİ

2.1 Amaç	21
2.2 Soğutma Sistemleri	21
2.2.1 Vorteks Tüpü Soğutma Sistemi	22
2.2.2 Termoelektrik (Peltier) Soğutma Sistemi	24
2.2.3 Ejektör Soğutma Sistemleri	25
2.2.4 Stirling Soğutma Çevrimi	27
2.2.5 Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi	28
2.2.6 Paramanyetik Soğutma	29
2.2.7 Hava Soğutma Çevrimi	30
2.2.8 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	32
2.2.9 Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Çevrimi	37
2.3 Soğutma Sistemleri Temel Elemanları	40
2.3.1 Kompresörler	40
2.3.2 Kondenserler	48
2.3.3 Evaporatörler	53

2.3.4 Basınç Düşürücüler.....	59
2.3.4.1 Kılcal Boru.....	59
2.3.4.2 Otomatik Genleşme Valfi.....	61
2.3.4.3 Termostatik Genleşme Valfi.....	62
2.3.4.4 Termal Genleşme Valfi.....	67
2.3.4.5 Elektronik Genleşme Valfi.....	68
2.4 Yardımcı Elemanlar	69
2.4.1 Servis Vanaları	70
2.4.2 Titreşim Gidericiler	70
2.4.3 Yağ Ayırıcılar.....	71
2.4.4 Sıvı Tankı.....	72
2.4.5 Filtreler	73
2.4.6 Gözetleme Camları.....	73
2.4.7 Çekvalf.....	74
2.4.8 Solenoid Valfler.....	74
2.4.9 Emiş Akümülatörü.....	76
2.5 Soğutucu Akışkanlar.....	78
2.5.1 Kloroflorokarbon (CFC).....	79
2.5.2 Hidrokloroflorokarbon (HCFC)	79
2.5.3 Hidroflorokarbon (HFC)	79
2.5.4 Karışım Bazlı Akışkanlar.....	79
2.5.5 Hidrokarbonlar (HC)	80
2.5.6 İnorganik Soğutucu Akışkanlar.....	80
2.5.7 Soğutucu Akışkanların Özellikleri	83
2.5.8 Soğutucu Akışkanların Numaralandırılması.....	84
2.6 Kızgınlık (Superheat) ve Aşırı Soğuma (Subcooling) Kavramları.....	86
2.7 Basınç-Entalpi (P-h) ve Sıcaklık-Entropi (T-s) Diyagramları.....	92
2.8 CO ₂ Soğutma Çevrimi.....	99
2.9 Kaskad Soğutma Sistemleri.....	103
2.10 Enerji Verimliliği Kavramları.	106
Kaynaklar	111

BÖLÜM 3 - İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ

3.1 Amaç	113
3.2 Bireysel İklimlendirme Sistemleri	114
3.2.1 Pencere Tipi Klima.....	114
3.2.2 Oda Tipi Paket Klima	114

3.2.3 Hassas Kontrollü Klima Cihazları	115
3.2.4 Split Klimalar	116
3.2.5 Portatif Klimalar	120
3.2.6 Değişken Soğutucu Akışkan Debili (VRF) Sistemler	120
3.2.6.1 Hava Soğutmalı Kondenserli VRF	123
3.2.6.2 Su Soğutmalı Kondenserli VRF	125
3.2.6.3 Isı Geri Kazanımlı VRF Sistemler	127
3.3 Merkezi İklimlendirme Sistemleri	129
3.3.1 Klima Santrali Hücre Yapısı	130
3.3.2 Kaset (Panel) Yapısı	131
3.3.3 Hücre Yapısının En 1886'ya Göre Tanımlanması	132
3.4 İklimlendirme Tekniği - Kavramlar ve Tanımlar	137
3.4.1 Psikrometrik Diyagram ve İlgili Temel Kavramlar	137
3.4.2 Hissedilen (Efektif) Sıcaklık	138
3.4.3 Tüm Havalı İklimlendirme	139
3.4.4 Primer Havalı İklimlendirme	140
3.4.5 Tanımlar	140
3.4.6 Psikometrik Prosesler	142
3.4.6.1 Temel Prosesler	142
3.4.6.2 Yaz ve Kış Kliması Prosesleri	144
3.5 Ölçüm Cihazları	149
Kaynaklar	156

BÖLÜM 4 - SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE ENERJİ VERİMLİLİĞİ

4.1 Amaç	157
4.2 Soğutma Grupları	157
4.2.1 Su Soğutmalı Gruplar	160
4.2.2 Hava Soğutmalı Gruplar	163
4.3 Kompresörler ve Verimlilik Artırma Yöntemleri	165
4.3.1 Pistonlu Kompresörler	165
4.3.2 Santrifüj Kompresörler	166
4.3.3 Vidalı Kompresörler	167
4.3.4 (Sarmal) Scroll Kompresörler	168
4.3.5 (Dönel) Rotary Kompresörler	169
4.3.6 Verimlilik Artırma Yöntemleri	170
4.4 Evaporatörler ve Verimlilik Artırma Yöntemleri	176
4.4.1 Boru ve Kovan (Shell & Tube) Tipi Evaporatörler	176

4.4.2 Plakalı Tip Evaporatörler	178
4.4.3 Kanatlı Borulu Evaporatörler	181
4.4.4 Verimlilik Artırma Yöntemleri	186
4.5 Kondenserler ve Verimlilik Artırma Yöntemleri	189
4.5.1 Hava Soğutmalı Kondenserler	190
4.5.2 Su Soğutmalı Kondenserler	192
4.5.3 Deniz Suyu Soğutmalı Kondenserler	194
4.5.4 Evaporatif Kondenserler	194
4.5.5 Verimlilik Artırma Yöntemleri	196
4.5.6 Hava Soğutmalı Kondenserli Soğ. Gruplarında Doğal Soğutma Bataryası Kullanımı	202
4.5.7 Kondenserlerde Enerji Etiketleme	204
4.6 Kuru Soğutucular ve Verimlilik Artırma Yöntemleri	207
4.6.1 Doğal Soğutma Sistemleri	207
4.6.2 Kuru Soğutucu ve Islak/Kuru Soğutucu Uygulamaları	214
4.6.3 Verimlilik Artırma Yöntemleri	223
4.6.4 Enerji Etiketleme	242
4.7 Su Soğutma Kuleleri ve Verimlilik Artırma Yöntemleri	243
4.7.1 Açık Su Soğutma Kuleleri	245
4.7.2 Kapalı Devre Su Soğutma Kuleleri	245
4.7.3 Verimlilik Artırma Yöntemleri	247
4.8 Pompalar ve Verimlilik Artırma Yöntemleri	250
4.9 Kontrol Sistemleri ve Verimlilik Artırma Yöntemleri	253
4.10 Soğutucu Akışkanların Verimlilik Açısından Karşılaştırılması	259
4.11 Absorpsiyonlu (LiBr/Su) Su Soğutma Grupları ve Verimlilik Artırma Yöntemleri	261
Kaynaklar	264

BÖLÜM 5 - İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

5.1 Amaç	265
5.2 Merkezi İklimlendirme Sistemlerinde Verimlilik Artırma Yöntemleri	265
5.2.1 Klima Santrallerinde Verimlilik Artırma Yöntemleri	266
5.2.2 Hava Kaçakları	268
5.2.3 Filtreler	268
5.2.4 Yalıtım	269
5.2.5 Isı Geri Kazanım Cihazları	270
5.2.5.1 Plakalı Isı Geri Kazanım Ünitesi	270
5.2.5.2 Döner Tamburlu Isı Geri Kazanım Ünitesi	271
5.2.5.3 Ayrık İki Bataryalı Pasif ve Pompalı Isı Borulu Isı Geri Kazanım Bataryaları	272

5.2.5.4 Isı Borulu Isı Geri Kazanım ve Nem Alma Ünitesi.....	273
5.2.5.5 Atnalı Isı Borulu Nem Alma Ünitesi.....	275
5.2.5.6 Isı Geri Kazanım Cihazlarında Enerji Verimliliği (EN 13053).....	276
5.2.6 Fanlar	279
5.2.6.1 Öne Eğik Kanatlı Fanlar.....	279
5.2.6.2 Geriye Eğik Kanatlı Fanlar	280
5.2.6.3 Serbest Dönen (Plug-In) Fanlar.....	280
5.2.6.4 Fan Seçim Kriterleri.....	283
5.2.7 Sulu ve Direkt Genleşmeli Kanal Isıtma ve Soğutma Bataryaları.....	284
5.2.7.1 Soğutma Serpantinleri.....	284
5.2.7.2 Isıtma Serpantinleri.....	289
5.2.8 Enerji Etiketleme	293
5.2.9 Klima Santrallerinde Enerji Geri Kazanım	294
5.2.10 Soğuk Tavan (Chilled Beam) Sistemleri ve Enerji Verimliliği.....	300
5.2.11 Hava Kanallarında Verimlilik Artırma Yöntemleri.....	307
5.3 Bireysel /Ticari Klimalarda Verimlilik Artırma Yöntemleri	310
Kaynaklar	315

BÖLÜM 6 - ÖRNEK ENERJİ ETÜTLERİ

6.1 Amaç.....	317
6.2 Etüt Çeşitleri.....	317
6.3 Etüt Adımları.....	318
6.4 Örnek Bir Endüstriyel İşletme Enerji Etüdü.....	319
6.4.1 Genel Enerji Analizi.....	320
6.4.2 Kazan Dairesi ve Isı Enerjisi Dağıtım Hatlarının Analizi.....	323
6.4.2.1 Kazan Dairesi	323
6.4.2.2 Isı Enerjisi Dağıtım Hatları	325
6.4.3 Basıncılı Hava Sistemi Analizi	327
6.4.4 Elektrik Motorları Analizi	329
6.4.5 Pompaların Analizi	332
6.4.6 Ekonomik Analiz Yöntemleri.....	333
6.4.6.1 Geri Ödeme Süresi Yöntemi	334
6.4.6.2 Net Bugünkü Değer Yöntemi.....	334
6.4.6.3 İç Kârlılık Oranı Yöntemi.....	335
6.4.6.4 Örnek Hesap	336
6.5 Örnek Bina Enerji Etüdü.....	338
6.5.1 Enerji Dengesi ve İklimlendirme Sistemleri Analizleri	338

6.5.2 Aydınlatma Analizi	342
6.5.3 BEP-HY ve BEP-TR	345
Kaynaklar	347

BÖLÜM 7 - KURUMLAR, YASAL DÜZENLEMELER VE SERTİFİKALAR

7.1 Amaç.....	349
7.2 Uluslararası Kurumlar, Yasal Düzenlemeler ve Sertifikalar	349
7.2.1 Uluslararası Kurumlar.....	349
7.2.2 Uluslararası Kanunlar, Yönetmelikler, Direktifler.....	351
7.2.3 Uluslararası sertifikalar (LEED, Energy Star, BREEAM, Eurovent)	353
7.3 Ulusal Kurumlar, Yasal Düzenlemeler ve Sertifikalar.....	363
7.3.1 Ulusal Kurumlar	363
7.3.2 Ulusal Kanunlar, Yönetmelikler, Direktifler	366
7.3.3 Devlet Destek ve Teşvikleri.....	369
7.3.4 Ulusal Sertifikalar	371
Kaynaklar	372

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 AMAÇ

Sürdürülebilir kalkınma, alternatif yakıtlar, yenilenebilir kaynaklar ve çevre duyarlılığı ve güvenliği ile doğrudan ilgili olan enerji verimliliği; binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesinin, endüstriyel işletmelerde ise üretim kalitesi ve miktarının düşmesine yol açmadan birim hizmet ve ürün başına enerji tüketiminin azaltılmasını ifade eder.

Diğer yandan, Türk sanayinin dış pazarlarda rekabet gücünü artırmak için gerekli olan maliyet azalmalarının, sadece verimli enerji kullanımıyla bile belli oranlara kadar mümkün olacağı halen yeterince iyi anlaşılabilmiş değildir. Özellikle enerjinin çok yüksek hacimli temel bir girdi olduğu bazı sanayi kollarında, enerjinin verimli kullanımıyla sağlanabilecek faydalar şaşırtıcı ölçüde fazladır.

Politika yapıcısından sanayicisine, sivil toplum kuruluşlarından vatandaşına kadar geniş kesimli bir katılım ve sistemli bir yaklaşımla hayata geçirilecek bir enerji verimliliği seferberliğinin, Türkiye'nin enerji sorunlarının en azından bir kısmına kalıcı çözümler getireceği açıktır.

1.2 ENERJİ VE VERİMLİLİK KAVRAMLARI

Enerji, en geniş anlamda iş yapabilme yeteneği demektir. Türkçede erke olarak da bilinen enerji kelimesinin kökeni, eski Yunan dilindeki *energos* (hareketli, işleyen) kelimesinden türemiş “hareketlilik, iş yapma” anlamına gelen *energeia* kelimesidir. Latin dilinin geç dönemi içerisinde varolan *energia* kelimesi de diğer bir etimolojik köken olarak kabul edilmektedir. Enerji; ısı, mekanik, kinetik, potansiyel, elektrik, manyetik, kimyasal, nükleer gibi değişik biçimlerde yer alabilir.

Son yılların önemli kavramlarından biri olması dolayısıyla enerji verimliliğinin birçok kurum ve kuruluş tarafından tanımı yapılmaktadır. Bu tanımlardan bazıları şöyledir: Enerji verimliliği; enerji girdisinin üretim içindeki payının azaltılması, aynı üretimin daha az enerji tüketilerek gerçekleştirilmesidir (A.B.D. Enerji Bakanlığı). Bir başka tanımda ise enerji verimliliği, tüketilen enerji miktarının, üretimdeki miktar ve kaliteyi düşürmeden iktisadi kalkınmayı ve sosyal refahı engellemeden en aza indirilmesi biçiminde ifade edilmiştir (EİE). Enerji Verimliliği Kanunu'nda enerji verimliliği; binalarda yaşam standardında ve hizmet kalitesinde, endüstriyel işletmelerde ise üretim kalitesinde ve miktarında düşüşe yol açmadan enerji tüketiminin azaltılması olarak tanımlanmıştır.

Daha geniş anlamıyla enerji verimliliği; gaz, buhar, ısı, hava ve elektrikteki enerji kayıplarını önlemek, çeşitli atıkların geri kazanımı ve değerlendirilmesi veya ileri teknoloji ile üretimi düşürmeden enerji talebinin azaltılması, daha verimli enerji kaynakları, gelişmiş endüstriyel süreçler, enerji geri kazanımları gibi etkinliği artırıcı önlemlerin bütünüdür.

1.2.1 Enerji Kaynakları

Enerji kaynakları iki gruba ayrılır. Bunlar yenilenebilir ve yenilenemeyen (kullandığımız ve yeniden oluşturamadığımız enerji kaynağı) enerji kaynaklarıdır. Bu kaynaklara temel kaynaklar adı verilir.

Yenilenemeyen enerji kaynakları

Enerji kaynaklarının kısa bir süre içinde yenilenemeyen türüne yenilenemeyen enerji kaynakları adı verir. En sık kullanılan dört yenilenemeyen enerji kaynağı şunlardır:

- Petrol ve petrol ürünleri
- Doğal gaz
- Kömür
- Uranyum (nükleer enerji)

Kömür, petrol, doğal gaz ve propan, milyonlarca yıl önce yaşamış olan bitki ve hayvanların kalıntılarından meydana geldiğinden bunlara fosil yakıtlar denir. Yenilenemeyen enerji kaynakları topraktan sıvı, gaz ve katı olarak elde edilir. Sadece ham petrol doğada sıvı halde bulunan yenilenemeyen yakıttır. Doğal gaz ve propan normal koşullarda gaz, kömür ise katıdır.

Yenilenemeyen bir diğer enerji kaynağı da nükleer füzyon adı verilen bir işlemle enerji açığa çıkaran uranyum elementidir. Katı bir madde olan uranyum cevheri zenginleştirilerek nükleer enerji tesislerinde kullanılan bir yakıtla dönüştürülür. Uranyum bir fosil yakıt değildir, ancak yenilenemeyen bir yakıttır.

Yenilenebilir enerji kaynakları

Yenilenebilir enerji kaynakları yeniden üretilebilir ve sınırsız şekilde üretilmeye devam edilebilir. En sık kullanılan beş yenilenebilir kaynak şunlardır:

- Güneşten sağlanan, elektrik ve ısıya dönüşebilen güneş enerjisi
- Rüzgâr enerjisi
- Yer kabuğu içindeki ısıdan temin edilen jeotermal enerji
- Bitkilerden biyokütle, ağaçlardan odun, mısırdan etanol ve bitkisel yağdan biyodizel enerji
- Barajdaki hidrotürbinlerden hidroelektrik enerji

Yenilenebilir enerji kaynakları doğrudan sera gazları yaymazlar. Bununla birlikte, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı her zaman ve kesintisiz olarak sağlan-

mayışı nedeniyle sınırlıdır. Örnek olarak bulutlu günler, güneşten elde edeceğimiz enerjiyi, kuraklık ise sudan elde edeceğimiz enerjiyi sınırlar.

İkincil enerji kaynakları

İkincil enerji kaynakları, aynı zamanda enerjiyi bir yerden başka bir yere taşıdıklarından dolayı, enerji taşıyıcıları olarak da ifade edilirler. En iyi bilinen iki enerji taşıyıcısı şunlardır:

- Elektrik
- Hidrojen

Kömür, nükleer ve güneş enerjisi gibi enerji kaynaklarının dönüştürülmesi sonucunda elektrik ve hidrojen elde ederiz. Bazı enerji ihtiyaçları için, elektrik ve hidrojen kullanmak, temel enerji kaynaklarının kendisini kullanmaktan çok daha kolaydır.

Dünyada enerji kaynakları dağılımı

Dünyada enerji kaynakları dağılımı, genel bir bilgi olarak, tablolar ve grafikler ile aşağıda verilmektedir.

Petrol Rezervleri (2009 sonunda)		
Yer	Milyar Ton	Yüzdesi
Kuzey Amerika	10,2	%5,5
Güney ve Orta Amerika	28,5	%14,9
Avrupa ve Asya	18,5	%10,2
Ortadoğu	102,0	%56,6
Afrika	16,9	%9,6
Pasifik Asya	5,6	%3,2
Dünya Toplamı	181,7	%100,0

Doğal Gaz Rezervleri (2009 sonunda)		
Yer	Trilyon metreküp	Yüzdesi
Kuzey Amerika	9,16	%4,9
Güney ve Orta Amerika	8,06	%4,3
Avrupa ve Asya	63,09	%33,7
Ortadoğu	76,18	%40,6
Afrika	14,76	%7,9
Pasifik Asya	16,24	%8,7
Dünya Toplamı	187,49	%100,0

Kömür Rezervleri (2009 sonunda)		
Yer	Milyon ton	Yüzdesi
Kuzey Amerika	238308	%28,9
Güney ve Orta Amerika	246097	%29,8
Avrupa ve Asya	15006	%1,8
Ortadoğu	272246	%33,0
Afrika	33399	%4,0
Pasifik Asya	259253	%31,4
Dünya Toplamı	826001	%100,0

Nükleer Enerji Rezervleri (2009 sonunda)		
Yer	MTEP	Yüzdesi
Kuzey Amerika	212,7	%34,8
Güney ve Orta Amerika	4,7	%0,8
Avrupa ve Asya	265	%43,4
Ortadoğu	-	-
Afrika	2,7	%0,4
Pasifik Asya	125,3	%20,5
Dünya Toplamı	610,5	%100,0

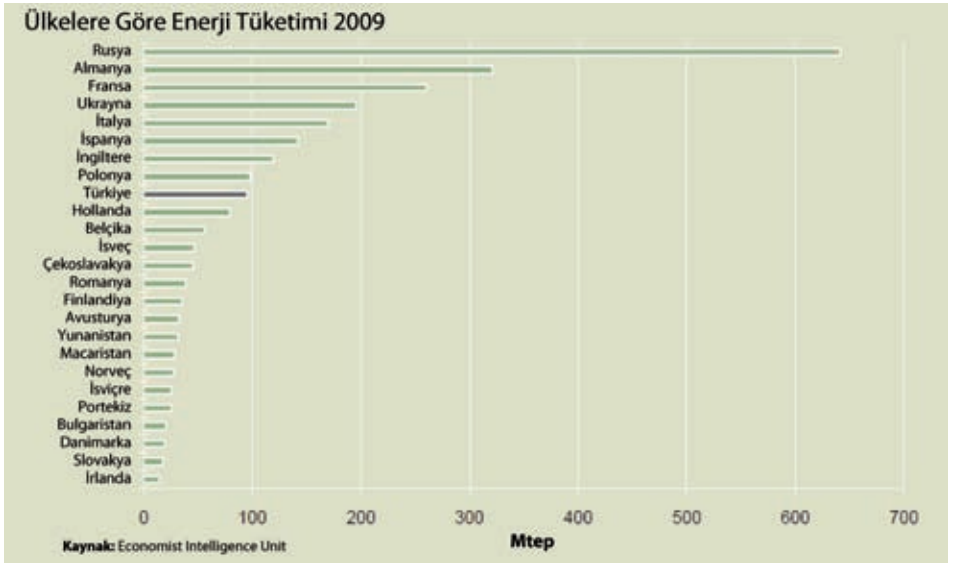
Hidroelektrik Rezervleri (2009 sonunda)		
Yer	Milyar Ton	Yüzdesi
Kuzey Amerika	158,3	%21,4
Güney ve Orta Amerika	158,4	%21,4
Avrupa ve Asya	182,0	%24,6
Ortadoğu	2,4	%0,3
Afrika	22	%3,0
Pasifik Asya	217,1	%29,3
Dünya Toplamı	740,3	%100,0

1.2.2 Enerjinin Kullanımı

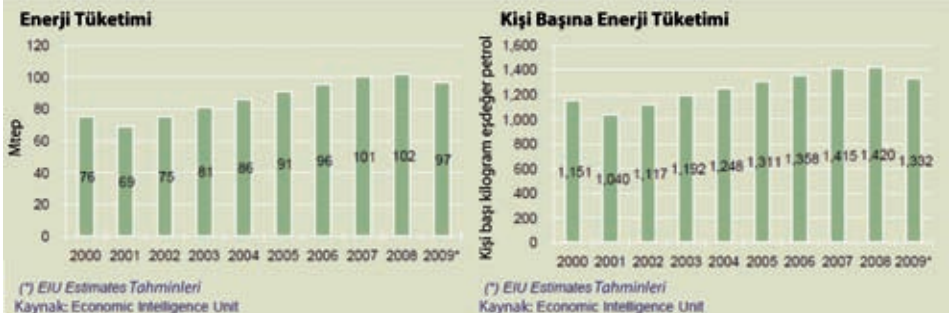
Enerjinin, üretimden tüketime kadar her şeyin temel girdisi olması, enerjiyi çok önemli konuma getirmiştir. Enerji ihtiyacı arttıkça, enerji kaynaklarının verimli kullanımı da, bu kaynakların üzerinde hakimiyet kurma çabası da önem kazanmaktadır. Ülkeler

dışa bağımlılıklarını, enerji arz güvenliliklerini artırmak, enerjinin çevreye olumsuz etkilerini azaltmak için alternatif kaynaklara yönelmişlerdir. Fosil enerji kaynakları bakımından fakir olan Türkiye, enerji ihtiyacını karşılamak için ithalatı ve dışa bağımlılığını devam ettirmek zorunda kalacaktır. Artan dış bağımlılığın önüne geçmek için Türkiye'nin yenilenebilir enerji kaynaklarını geliştirmesi yaşamsal önem kazanmıştır. Petrolün elli yıl, doğal gazın yüz yıl içinde tükeneyeceğinin tahmin edilmesi, ülkeleri enerji ihtiyaçlarını karşılamak için alternatif enerji kaynaklarını geliştirmeye ve kullanmaya yönlendirmiştir. Yapılan araştırmalara göre küresel enerji ihtiyacının, tüketilen enerji miktarının 2035 yılında iki katı, 2055 yılında ise üç katı olacağı tahmin edilmektedir (1998 yılının enerji tüketim miktarına göre hesaplanmıştır). Bu çerçevede mevcut olan enerji kaynaklarıyla enerji ihtiyacının karşılanamayacak olması enerji verimliliğinin önemini daha da artırmaktadır.

Türkiye'nin 2700 kWh/kişi olan enerji tüketimi, kişi başına düşen GSYİH'ya karşılık düşük olmakla beraber, yüksek ekonomik büyüme oranlarıyla birlikte son yıllarda hızlı artış göstermiştir. Şekil 1.1'de Türkiye'nin de içinde bulunduğu Avrupa ülkelerindeki 2009 yılı enerji tüketimi değerleri verilmektedir. Türkiye'nin enerji politikasındaki, en büyük hedefi, artan enerji ihtiyacını karşılamaktır. Türkiye'de yüksek oranlı büyüme devam ettikçe, sanayileşme arttıkça enerji talebi hızla artmaya devam edecektir. Şekil 1.2'de Türkiye'de yıllara göre (Mtep) ve kişi başına enerji tüketimi (kg petrol/kişi) değerleri gösterilmektedir.

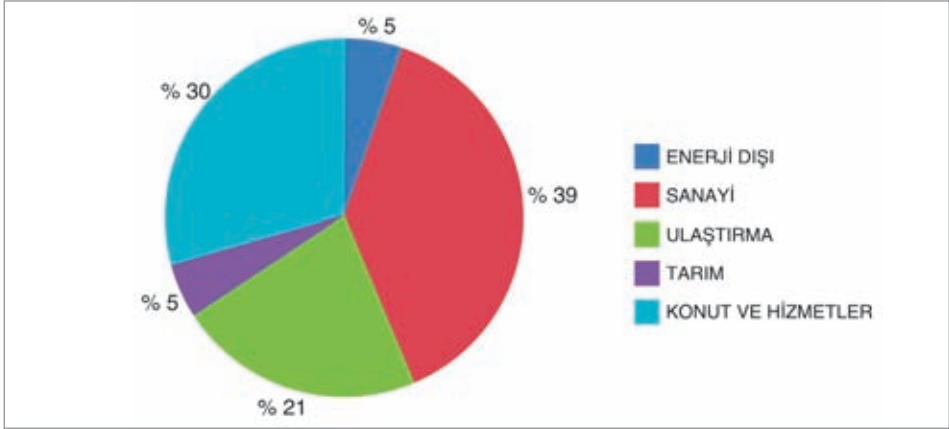


Şekil 1.1 Ülke bazında enerji tüketimleri (Mtep) kaynak: Economist intelligence unit



Şekil 1.2 Türkiye’de yıllara göre (Mtep) ve kişi başına enerji tüketimi (kg petrol/kişi)

Şekil 1.3’de görüldüğü gibi, 2007 yılı Türkiye’deki enerji tüketiminin sektörel dağılım değerlerine göre, sanayi sektörü toplam enerji tüketiminde %39, elektrik tüketiminde %55’lik paya sahiptir. Yapılan çalışmalar sanayi sektörünün enerji tasarruf potansiyelinin yüksek olduğunu göstermiştir. Rekabetin artması ve üretim maliyetlerinin düşürülmesi gerekliliğinin de sektörde baskı oluşturması sonucunda ülkemizdeki enerji verimliliği çalışmaları sanayide başlamış olup başarılı örneklerin sayısı her geçen gün artmaktadır.



Şekil 1.3 Türkiye’de enerji tüketiminin sektörel dağılımı (2007) kaynak EİE

- Sanayi sektörü
- Ulaştırma sektörü
- Konut ve hizmetler sektörü
- Tarım sektörü
- Enerji dışı sektörler

1.2.2.1 Sanayide Enerji Kullanımı

Sanayi sektöründe farklı enerji kaynakları ve farklı kullanımlar vardır. Esas kullanım alanlarından biri, buhar veya sıcak su üretmektir. Bu amaçla daha sık kullanılan yakıt fueloil'dir. Başka bir kullanım alanı da, imalat sürecinde ürünlerin sıcaklığını doğrudan artırmak için uygulanan ısıtma işlemidir. Örneğin; ham petrolün bileşenlerinin petrol rafinerisinde ayrılması, otomobil imalatında boyanın kurutulması ve ambalajlı gıdaların pişirilmesi gibi. İmalat sektöründe hakim olan enerji kaynakları doğal gaz ve elektriktir (ikincil kaynak). İmalatçılar aynı zamanda ısı, güç ve elektrik üretimi için diğer bazı enerji kaynaklarını kullanır. Bunlar:

- Buhar
- Kağıt yapımında kullanılan kağıt hamuru likörü
- Tarımsal atık
- Odun
- İmalat işleminden ahşap kalıntıları
- Ahşap ve kağıtla ilgili atıklar olmaktadır.

1.2.2.2 Ulaştırma İçin Enerji Kullanımı

Kullandığımız enerjinin yaklaşık olarak %27'si insan ve ürünlerin bir yerden bir başka yere taşınmasında kullanılır. İnsanları taşımak için otomobil, minibüs ve otobüsler yaygın olarak kullanılır. Kamyon, uçak, tren vb. araçlar insan ve yük taşımak için kullanılmaktadır.

Benzin; otomobil, motosiklet ve kamyonetlerde kullanılırken dizel yakıt genellikle ağır yük kamyonlarında, otobüs ve trenlerde kullanılır. Etanol ve biyodizel biyoyakıtları birlikte, benzin ve dizele eklenir. Bunlar nakliye için kullanılan bütün enerjinin %81'ini oluşturmaktadır.

Halen, harmanlanmış yakıtlar veya petrol ürünleri dışındaki yakıtlarla çalışan araçların geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Günümüzde elektrik, doğal gaz, propan ve etanolla çalışan araçlar mevcuttur. Hibrid elektrikli araçlar, bir aracı hareket ettirmek için gereken yakıt miktarını azaltarak benzinli ve elektrik motorların avantajlarını birleştirir.

Otomobiller en yaygın kullanılan taşıma şeklidir. Özel araçlar (otomobil ve kamyonet gibi) nakliye için kullanılan toplam enerjinin %60'ını tüketirken, ticari araçlar (tır ve inşaat araçları gibi), toplu taşıma (uçak, tren ve otobüs gibi) ve boru hatları geri kalanından sorumludur.

1.2.2.3 Konut ve Hizmet Sektöründe Enerji Kullanımı

Mekanların mekanik yöntemlerle ısıtılıp soğutulması modern teknolojinin önemli bir

başarısızdır. Evlerimizin konforunu sağlamak üzere birçok enerji kullanılmaktadır. Aydınlatma, modern bir toplum için şarttır. Doğal gaz gelişmiş ülkelerde evlerde en çok tüketilen enerji kaynağıdır. Doğal gaz ve kalorifer yakıtı (fuel oil) çoğunlukla evleri ısıtmak için kullanılır. Elektrik, aynı zamanda ısıtma ve soğutma için kullanılır, evlerimizi aydınlatır, buzdolabı ve bilgisayar dahil olmak üzere hemen hemen bütün cihazlarımızı çalıştırır. Ticari binalar çeşitli tiplerden oluşur. Bunlar ofis, hastane, okul, karakol, ibadet yerleri, depo, otel ve alışveriş vb tesislerdir. Farklı ticari faaliyetlerin hepsinin farklı enerji ihtiyaçları vardır. Ticari binalar enerjilerinin yarısından fazlasını ısıtma ve aydınlatma için kullanırlar. Elektrik ve doğal gaz, ticari binalarda en yaygın kullanılan enerji kaynaklarıdır. Ticari binalar genellikle konutlarda kullanılmayan merkezi bir sistem de kullanabilir. Bir üniversitede veya büyük bir şehirde birbirine yakın birkaç bina olduğunda, bazen farklı binaların hepsine buhar, sıcak su veya soğutulmuş su dağıtan merkezi bir ısıtma ve soğutma tesisine sahip olmak daha verimlidir. Bu sistem (bölgesel sistem olarak ifade edilir) enerji tasarrufunun yanı sıra malzeme ve bakım masraflarını da azaltabilir. Tarım ve enerji dışı sektörler olarak tanımlanan alanlardaki enerji tüketimi yaklaşık %10 civarındadır.

1.2.3 Enerji ve Çevre

Enerji üretimi ve tüketimi çevre ve kamu sağlığı üzerinde büyük baskılar oluşturmaktadır. Bunlardan bazılarında ilerleme kaydedilmiştir.

- Sera gazı emisyonları
- Hava kirliliği
- Enerjiyle ilgili diğer çevre baskıları
- İklim değişikliklerinin enerji üretimi ve tüketimine etkileri

1.2.3.1 Sera Gazı Emisyonları

Karbondioksit, metan, nitroksit, hidroflorokarbonlar, perflorokarbonlar, sülfür heksaflorit, ozon, su buharı, kloroflorokarbonlar ısı tutma kapasitelerinin yüksek olmasından dolayı küresel ısınmaya neden olup, *sera gazları* diye tanımlanmaktadır. Ancak Kyoto protokolü tüm bu gazlardan sadece ilk altı tanesinin kontrol altına alınıp azaltılmasını talep etmektedir. Karbon Ayak İzi için de bu altı adet sera gazının hesabı yapılmaktadır.

Bilindiği üzere ülkemiz TBMM'nin 5 Şubat 2009 tarihli kararı ile Kyoto Protokolü'ne katılım sürecine girmiş ve 28 Mayıs 2009 tarihinde Kyoto Protokolü'ne katılım belgelenmiş, Birleşmiş Milletler Genel Sekreterliği'ne iletilmiştir. Türkiye 26 Ağustos 2009 tarihinden itibaren Kyoto Protokolü'ne taraf olmuştur.

Ülkemiz, düzenli olarak İklim Değişikliği Ulusal Bildirimleri ve her yıl Ulusal Sera Gazı Envanterleri hazırlamakla yükümlüdür. Ülkemizin Kyoto Protokolü'nün ilk yükümlülük döneminde (2008-2012) sayısallaştırılmış sera gazı emisyon azaltım yükümlülüğü olmayacaktır. Ancak, 2010 yılından itibaren ulusal bildirimler ve Sera Gazı Envanterleri Protokol altında gönderilecektir. Bu, Türkiye'nin Protokol altında belirlenmiş olan çok daha sıkı raporlama kurallarına tabii olacağı anlamına gelmektedir. Toplam sera gazı emisyonu 2007 yılında 372,6 Mt CO₂ eşdeğerine yükselmiştir. En büyük payı %77 ile enerji kaynaklı emisyonlar almakta iken, ikinci sırayı %9 ile atık bertarafı ve üçüncü sırayı da %7 ile sanayi almaktadır. 2007 yılı toplam sera gazı emisyonu 1990 yılına göre %119 artış göstermiştir. Sera gazı emisyonlarının %81'i karbondioksit, %15'i metan, %3'ü diazot oksit ve %1'i florlu gazlardan oluşmaktadır. Kişi başı emisyonlar ise 2007 yılında 5,7 ton değerine ulaşmıştır.

1.2.3.2 Enerjiyle İlgili Diğer Çevresel Baskılar

Hava kirleticilerinin ve sera gazı emisyonlarının yanı sıra enerji kullanımı ve teminiyle ilgili konuların yanı sıra enerjiyle ilgili oluşabilecek başka çevresel baskılar da vardır.

Nükleer atık

Nükleer enerjinin kullanılması sürecinde dikkatlice depolanıp atılması gereken nükleer atık oluşur. Düşük ve orta nükleer atık için çeşitli imha yöntemleri bulunurken, yüksek seviyeli nükleer atıkların kalıcı olarak imha edilmesine yönelik çözümler henüz bulunamamıştır.

Petrol dökülmelerinden kaynaklanan kirlenme

Kıyadaki rafinerilerden, deniz tesislerinden ve deniz nakliyesinden kaynaklanan petrol kirliliği deniz üzerinde önemli sorunlar yaratmaktadır. Dökülen petrolün yoğunluğu yüzeyin kirlenmesine neden olabilir ve deniz canlılarını öldürebilir. İlave olarak, kimyasal bileşenleri akut veya uzun süreli toksik etkilere neden olabilir.

Diğer çevre sorunları

Diğer çevre sorunları da elektrik santralleri, rafineriler, nakil hatları, madencilik çalışmaları vs. için arazinin kullanılmasından kaynaklanır. Bu da ekosistemlerin bozulup dağılmasına yol açabilir. İlave olarak, yakma tesisleri (özellikle kömür) az miktarda ağır metaller (örneğin cıva, kurşun ve kadmiyum) açığa çıkarır. Bunlar zamanla biyolojik organizmalarda birikebilir ve zehirli etkileri olabilir. Ayrıca, yenilenebilir kaynaklar dahil olmak üzere bazı enerji kaynakları biyolojik çeşitliliği olumsuz etkileyebilirler (örneğin, bir hidroelektrik tesisi için baraj kurulması).

1.2.3.3 İklim Değişikliklerinin Enerji Üretimi Ve Tüketimi Üzerindeki Etkileri

Enerji üretimi ve tüketimi gaz emisyonlarının ve iklim değişikliğinin en önemli kay-

nağını oluşturmaktadır. İklim değışiklikleri ve adaptasyonu ile ilgili iki özel husus aşığında ele alınmaktadır.

Enerji ve su

Bazı çalışmalar, enerji talebinin evler başta olmak üzere hizmet ve sanayi sektörlerinde iklim koşullarıyla (örneğin dış sıcaklık) bağlantılı olduğunu göstermiştir. Örneğin 1990-2005 yıllarında Avrupa Birliği Üyesi 27 ülkede, evlerde kişi başına düşen elektrik tüketimi ortalama olarak %31,1 oranında artarken, Türkiye’de %150’den daha fazla artmıştır. Bu, kısmen güney Avrupa’da artan klima talebinden kaynaklanmıştır. Elektrik üretimi; hidroelektrik santralleri ve termik santrallerin soğutulması ihtiyacında su kullanım zorunluluğu, suyun bulunabilirliğine bağlıdır. İklim değışikliğinden dolayı, su kaynakları özellikle Kuzey Avrupa’da artarken diğer bölgeler su kıtlığının yüksek riskleriyle karşı karşıya kalabilecektir (örneğin Akdeniz bölgesinde). İlave olarak, yükselen deniz seviyelerinin kıyıdaki kara parçalarının su altında kalması gibi doğal afetlerin artmasına neden olabilecektir.

İklim değışikliğinden dolayı, yağış grafikleri (ve böylece mevcut olan su miktarı) ve su sıcaklığı değışecek, bu nedenle enerji arzının sürekliliğini sağlayabilmek için özellikle bazı ülkelerde (özellikle güney Avrupa’da) enerji konusunda yasal kısıtlamalar getirilecektir.

Enerji tesislerini soğutmak için, soğutma suyunun kritik giriş sıcaklığı ortalama 23°C’dir. Buna rağmen, son yıllarda sıcaklığın bu değeri aştığı günlerin sayısı artmıştır. Bu da pratikte bazı enerji tesislerinin üretim kapasitelerini azaltarak bu kriteri yerine getirebilmesi anlamına gelmektedir.

Enerji talebi modellerinin değıştirilmesi

İklim değışikliğinin enerji üretimi ve tüketiminde önemli bir diğer etkisi vardır. İklim değışikliği enerji talebinin modellerini etkiler. Avrupa’da değışen iklim, kışın ısınma talebinin azalmasına (özellikle Kuzey Avrupa’da) ve yazın soğutma talebinin artmasına (özellikle Akdeniz bölgesinde) yol açar. Enerji talebindeki bu değışim, aynı zamanda enerji kullanımını da etkiler ve enerji üretiminde değışimi gerekli kılar.

1.2.4 Enerji Verimliliği

Enerji, ülkelerin iktisadi ve sosyal kalkınması için önemli girdilerin başında gelmektedir. Dünya enerji ihtiyacının önemli bir bölümünü karşılayan petrol ve doğal gaz gibi fosil yakıt rezervlerinin hızla tükenmesi, enerji tüketimindeki hızlı artışa bağlı olarak ozon tabakasının incilmesi, sera gazı emisyonlarının insan yaşamını tehdit eder duruma gelmesi nedeniyle, enerji günümüzün en önemli sorunlarından birini

oluşturmaktadır. Enerji talebinin %70'ini ithalatla karşılayan Türkiye’de kalkınma ve sanayileşmede bir engel oluşturmaması için enerjinin verimli kullanılması önemli hale gelmiştir. Yapılan çalışmalara göre sadece enerjiyi verimli kullanarak yıllık nihai enerji tüketiminin %30’u kadar tasarruf sağlanabilmesi mümkündür.

Enerji verimliliği, gelecekte sürdürülebilir enerji elde etmek için güçlü ve hesaplı bir araç sunmaktadır. Enerji verimliliğindeki gelişmeler, enerji altyapısına yatırım ihtiyacını azaltabilir, yakıt maliyetlerini düşürebilir, rekabeti ve tüketicinin refahını artırabilir. Sera gazı emisyonlarının ve bölgesel hava kirliliğinin azaltılmasıyla da çevresel yararlar elde edilebilir. Aynı zamanda ithal edilen fosil yakıta olan bağımlılığı azalttığından enerji güvenliğine katkı sağlar.

Enerji tasarrufu ve enerji verimliliği iki farklı kavramdır. Daha az enerji kullanmak (tasarruf) ve enerjiyi daha akıllıca kullanmak için (verimlilik) yapılabilecek bazı şeyler de vardır. Enerji tasarrufu enerjinin daha az kullanılmasına yol açan bir davranıştır. Odadan çıktığınız zaman ışıkları kapatmanız, alüminyum ve karton kutuları geri dönüşüm kutularına atmanız enerjiden tasarruf etmenin yollarıdır. Enerji verimliliği ise aynı fonksiyonu gerçekleştirmek için daha az enerjiye ihtiyaç duyan teknolojilerin kullanılmasıdır.

Enerji verimliliği, binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesinin, endüstriyel işletmelerde ise üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan, birim hizmet veya ürün miktarı başına enerji tüketiminin azaltılmasını ifade eder.

Enerji verimliliği, Avrupa Birliği’nin “Avrupa 2020” stratejisinin en önemli akıllı, sürdürülebilir, kapsamlı büyüme ve etkin ekonomiye geçişi için anahtar öneme sahiptir. Enerji verimliliği enerji kaynağının güvenliğini artırmak, sera gazlarının ve diğer kirlenici maddelerin emisyonlarını azaltmak için en uygun yöntemlerden biridir. Birçok yönden, enerji verimliliği Avrupa’nın en büyük enerji kaynağı olarak görülebilir. Bu nedenle Avrupa Birliği 2020 yılı hedefleri arasında, enerji tüketiminden %20 tasarruf etmek de vardır. Bu hedef, komisyonun “Communication on Energy 2020” başlığında uzun vadeli enerji ve iklim değişikliği hedefleri için önemli bir adım olarak tanımlanmıştır.

Bu amaç doğrultusunda özellikle cihazlarda ve binalarda önemli adımlar atılmıştır. Bununla birlikte, en son komisyon tahminleri Avrupa Birliği’nin %20 hedefinin yalnızca yarısına ulaşmak üzere olduğunu göstermektedir. Komisyon, 4 Şubat 2011 tarihinde Avrupa Birliği’nde bina, nakliye ve ürünlerin daha fazla enerji tasarrufları için kapsamlı yeni bir enerji verimlilik planı hazırlamıştır.

1.2.5 Enerji Verimliliği Yönetimi

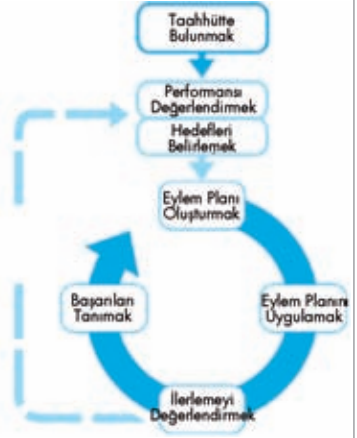
Enerji Yönetim Planı

A.B.D.'deki Çevre Koruma Ajansı (EPA), yöntemin her aşamasına yardım edecek araç ve kaynaklarla, üstün enerji yönetimi için kanıtlanmış bir strateji sunmaktadır. Enerji yönetimiyle ilgili bu politikalar, kuruluşları bir çevre lideri olarak görürken, enerji ve mali performanslarının artmasına yardım etmektedir.

Enerji yönetiminin adımları:

1. Adım: Taahhütte bulunmak
2. Adım: Performansı değerlendirmek
3. Adım: Hedefler belirlemek
4. Adım: Eylem planı oluşturmak
5. Adım: Eylem planını uygulamak
6. Adım: İlerlemeyi değerlendirmek
7. Adım: Başarıları tanımak

Kuruluşların ve enerji yöneticilerinin kendi yönetim usullerini yönetmelikte belirtilen usullerle karşılaştırmasına yardım etmek amacıyla tasarlanan Enerji Programı Değerlendirme Matriksi (Energy Program Assessment Matrix) yol gösterici olabilir. Şirket veya kurumsal düzeydeki enerji yöneticileri tesislerinin yönetimini değerlendirmelerine yardım etmek için Tesis Enerji Değerlendirme Matriksini (Facility Energy Assessment Matrix) kullanabilir.



1. Adım: Taahhütte Bulunmak

Mükemmel enerji yönetiminden önemli mali geri dönüşler elde eden kuruluşlar enerji performanslarını sürekli artırmaya çalışırlar. Bu kuruluşların başarıları enerji performansının sürekli olarak değerlendirilmesine ve enerji verimliliğini artıracak adımların uygulanmasına dayanır. Kuruluşun büyüklüğü ve şekli ne olursa olsun, başarılı enerji yönetiminin ortak unsuru taahhüttür. Kuruluşlar, sürekli gelişme kaydetmek için personel ve finansman tahsis etme taahhüdünde bulunurlar. Lider kuruluşlar kendi enerji programlarını oluşturmak için özel bir ekip kurarlar (bir enerji müdürü görevlendirirler ve enerji ekibi kurarlar) ve enerji politikası belirlerler.

2. Adım: Performansı Değerlendirmek

Günümüzdeki ve geçmişteki enerji kullanımının anlaşılması, kuruluşların enerji performansını artıracak ve finansal avantajlar kazandıracak fırsatlar için ilk adımdır. Performansın değerlendirilmesi; kuruluştaki bütün önemli imkanlar ve fonksiyonlar için enerji kullanımının değerlendirilmesi ve verimlilik çabalarının gelecekteki sonuç-

larını ölçmek için bir referans oluşturulmasına yönelik periyodik bir süreçtir. Önemli hususlar, veri toplama ve yönetme, referans teşkil etme ve karşılaştırma, analiz ve değerlendirmeyi içerir. Enerji performansının değerlendirilmesi,

- Günümüzdeki enerji kullanımını yakıt türüne, işletme türüne, tesise, ürün hattına vs. göre kategorilere ayrılmasına,
- Tanıma ve yinelenen uygulamalar için yüksek performans gösteren tesisleri belirlenmesine,
- Hızlı gelişmeleri için yetersiz performans gösteren tesislere öncelik verilmesine,
- Enerji harcamalarının işletme maliyetlerine katkısının belirlenmesine,
- Gelecekteki eylem ve kararlar için tarihsel bir perspektif ve içerik geliştirilmesine,
- İyi performansı ölçüp, ödüllendirmek için referans noktaları oluşturulmasına yardım eder.

3. Adım: Hedefler Belirlemek

Performans hedefleri, enerji yönetimi çalışmalarını yönlendirir ve sürekli ilerlemeyi teşvik eder. Açık ve ölçülebilir hedefler belirlenmesi, düşünülen sonuçları anlamak, etkili stratejiler geliştirmek ve finansal kazançlar elde etmek için çok önemlidir. İyi ifade edilen hedefler, günlük karar alma, hedeflerin yayınlanması, ilerlemeyi takip etme ve ölçme sürecinin temelini oluşturur. İletişim ve haberleşme, personelin süreç boyunca enerji yönetimi çalışmalarına yardım etmesi için motive edebilir. Enerji yöneticisi enerji ekibiyle birlikte hedefleri belirler. Hedeflerin belirlenmesi enerji yöneticisinin;

- Kuruluştaki ilerlemenin ölçüsünü ayarlamasına,
- Enerji yönetimi programının başarısını ölçmesine,
- Enerji ekibine süreci ve tesis düzeyindeki aksaklıkların belirlenmesinde destek olmasına,
- Enerji yönetiminin sahiplenilmesine, bir amaç duygusu yaratmasına ve personeli motive etmesine,
- Çevre etkilerinin azaltılmasına yönelik taahhüdünü göstermesine,
- İyileştirme çalışmaları için programlar hazırlamasına ve kilometre taşlarının belirlenmesine yardım eder.

4. Adım: Eylem Planı Oluşturmak

İşletme, yerinde hedeflerle bugün enerji performansını artırmak için bir yol haritası hazırlamaya hazırdır. Başarılı işletmeler, enerji performans tedbirlerini uygulayacak sistematik bir süreç sağlamak için ayrıntılı bir eylem planı kullanır. Eylem planı, enerji politikasından farklı olarak en son başarıları, performans değişikliklerini ve değişen öncelikleri yansıtmak için yılda bir defa düzenli olarak güncelleştirilmelidir. Eylem planının kapsamı ve ölçeği genellikle kuruluşa bağlıyken, adımları takip ederek bir plan oluşturmak için temel başlangıç noktası; teknik adımların ve hedeflerin görev ve kaynakların belirlenmesi olarak ifade edilebilir.

5. Adım: Eylem Planını Uygulamak

İnsanlar bir enerji programı yapabilir veya terk edebilirler. Kuruluşta farklı kademe-lerdeki yöneticilerin destek ve işbirliğini kazanmak, kuruluşlarda başarılı bir eylem planı uygulamak için önemli bir faktördür. İlave olarak, hedeflerinize ulaşmanız genellikle projeleri uygulayacak olan insanların bilincine, taahhüdüne ve kabiliyetine bağlıdır. Eylem planınızı uygulamak için şu adımlar izlenmeli; iletişime geçin, bilinci artırın, kapasite oluşturun, motive edin, takip edin ve denetleyin.

6. Adım: İlerlemeyi Değerlendirmek

İlerlemenin değerlendirilmesi, enerji kullanım verilerinin ve çalışanların performans hedefleri ile karşılaştırılan eylem planının bir parçası olarak yapılan çalışmaların biçimsel olarak gözden geçirilmesinden oluşur. Biçimsel olarak gözden geçirme sürecinde elde edilen değerlendirme sonuçları ve bilgileri birçok kuruluş tarafından yeni eylem planları oluşturmak, en iyi çalışmaları ve yeni performans hedefleri belirlemek için kullanılır. Gereken önemli adımlar; sonuçların ölçümü ve eylem planının gözden geçirilmesidir.

7. Adım: Başarıları Tanımak

Enerji yönetiminin başarılarının kabul edilmesi ve tanınmasının sağlanması, canlılığın oluşmasında ve programın desteklenmesinde kanıtlanmış bir adımdır. Kuruluşun bu sonuçlara ulaşmasına yardım edenlerin kabul görmesi personeli ve çalışanları motive eder, enerji yönetimi programına olumlu katkılar sağlar. Dış kaynaklardan onay alınması, enerji yönetimi programının hem iç hem dış pay sahipleri için önemini geçerli hale getirir ve kuruluşa bir bütün olarak olumlu katkılar sağlar. Onay verilmesi ve alınmasındaki önemli adımlar, içeriden onay verilmesi ve dışarıdan onay alınmasını içerir.

1.3 SOĞUTMA VE İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE ENERJİ VERİMLİLİĞİ

Kaynakları hızla tükenmekte olan dünyamızda, kullanılan enerji miktarının hızla artması ve buna bağlı olarak ekosistem dengesinin bozulması sadece çevreyi koruma konusunda değil, aynı zamanda enerji kullanımı üzerinde de yeni yaklaşımların oluşmasına neden olmuştur. Yeşil binalar, yeşil enerji ve sürdürülebilir çevre ve kaynak kullanımı gibi terimler, yukarıda belirtilen süreçlerin sonuçları olarak hem uygulama hem de yasal düzenlemelerde karşımıza çıkmaktadır. Özellikle enerji verimliliği konusu, yaşanan enerji krizleri ve sera gazı salınımlarının yarattığı iklim değişikliği gerçeği ile birleşince, öncelikle ABD’de ve Avrupa’da ve sonrasında küresel ölçekte mal ve hizmet alımlarında karar verme süreçleri giderek önemli bir etken olmuş ve aynı ölçüde yasal düzenlemelerde de yer bulmaya başlamıştır. Dünyanın en büyük ilk yirmi ekonomisi arasında bulunan Türkiye’de de bu konudaki çalışmalar kaçınılmaz bir şekilde devam etmekte ve ulusal politikalar şekillenmektedir. Ülkemizdeki

birincil enerji tüketimi 2007 yılı verilerine göre 107 Mtep olmuştur. Artan nüfusa ve gelişime bağlı olarak 2020 yılında bu miktarın 222 Mtep'e çıkması öngörülmektedir. Ancak enerji üretimimiz aynı yıl sadece 27,4 Mtep olarak kalmış, geri kalan enerji ihtiyacımız yurt dışı kaynaklardan karşılanmıştır. Bu durumun ülke ekonomisi üzerindeki olumsuz etkisi inkar edilemez.

Ülkemizde tüketimin sektörlere göre dağılımına bakıldığında, sanayinin birinci sırada olduğu görülmektedir (Tablo 1.1). İkinci olarak binalar gelmektedir ki, aslında sanayii ile oldukça yakın tüketim miktarlarına sahiptir. Tüketimin %30'u binalar tarafından yapılırken, özellikle binaların enerji performansı ile bağlantılı yapılacak düzenlemeler ile bu tüketimin %50'ye varan oranlarda tasarrufa çevrilebileceği aynı tabloda verilmektedir.

Tablo 1.1 - Türkiye'de Ana Sektörlere Göre Enerji Tüketimi ve Tasarruf Potansiyeli

Sektör	Toplam tüketimdeki payı	Tasarruf potansiyeli
Sanayi	% 39	% 20-25
Binalar	% 30	% 30-50
Ulaşım	% 21	% 15-20
Tarım	% 5	-
Enerji dışı	% 5	-

Türkiye'deki bina sayısının yaklaşık 8,5 milyon olduğunu, bununla %86'sının konut olduğu gözönüne alınırsa, bahsedilen tasarruf oranının maddi karşılığı yılda 7 milyar dolardır. Bu tasarrufun çevre korumasına ve sürdürülebilir kalkınmaya olduğu kadar, ülke ekonomisine yapacağı katkı da kayda değer miktarda olacaktır.

1.3.1 Binalarda Enerji Verimliliği

Konutlar ve endüstriyel yapılarda farklı tip klima cihazları (mekanik soğutma) ile yazın soğutma işlemi giderek yaygınlaşmakta ve bu soğutma işlemi enerji tüketiminin en büyük kalemlerinden birini oluşturmaktadır. Dünyamızda enerjinin önemi ve değeri, enerji alanındaki yasal düzenlemeler ve enerji birim fiyatlarının sıkça değişmesi, enerji verimliliğini sistem seçimlerinde en önemli ölçütlerden biri haline getirmektedir. Bugünün enerji fiyatlarıyla, soğutma gruplarının ilk yatırım maliyetleri arasındaki ilişkiye kabaca baktığımızda; soğutma grubunun bir yılda tükettiği elektrik enerjisinin, yaklaşık olarak ilk alım fiyatının %20-30'larına denk geldiği görülmektedir. Enerji çağında yaşıyoruz ve son yıllarda alınan birçok karar ve kanunlar, enerjinin doğru kullanımına yöneliktir. Bu sebeple, özellikle kısıtlı enerji imkanlarına sahip olan ülkemiz için tasarruf, son derece önemli bir gerekliliktir.

Soğutma sistemlerinde tasarruf; ilk olarak bina tasarımıyla başlamakta ve cihaz seçimiyle son bulmaktadır. Çünkü her ne kadar yüksek EER değerine sahip soğutucu cihazlarınız olsa da, binamızın konumunun doğru değerlendirilmemesi ve ısı kazanımlarının önceden engellenmemesi gibi etkenler, soğutma kapasitesini yükseltecek, gereksiz yere ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin artmasına neden olacaktır. Soğutma sistemi uygulamalarından önce enerji verimliliği açısından yapılması gerekenler aşağıda sıralanmıştır.

Bina Soğutma Yükünün Azaltılması

Yaz aylarında soğutma yüklerini; büyük oranda iç yükler ve güneşten olan ısı kazanımları oluşturmaktadır. Gün ışığının taşıdığı enerji, yaz aylarında ortalama 0,7 kW/m² değerindedir. Bu enerjinin bir kısmı pencerelerden girerek iç hacimde hapsolürken, bir kısmı da duvarlar tarafından emilir ve iç mekanlara iletim ve taşınım yolu ile geçer. Aynı zamanda ortam havalandırması için iç ortama alınan dış ortam havası, içerisindeki duyulur ve gizli ısıyı da iç ortama taşımış olur. Bu durumları önlemek için;

- Direkt güneş enerjisinden gelen kazançların azaltılarak, güneşin neden olduğu soğutma yükü %20-%90 oranında tasarruf edilebilir. Bu; dış gölgeleme elemanları (panjur, vb), iç gölgeleme elemanları (perdeler.. vb.), özel renklendirilmiş ya da ayna özelliği verilmiş yansıtıcı camlar, bina izolasyonu gibi tedbirlerle sağlanmaktadır. Ancak bu süreçte iç ortamlara gün ışığı girişinin engellenmesi ile aydınlatma ihtiyacı doğabilir bu ise enerji tüketimini artırabilir. Bu nedenle pek çok faktörü bir arada değerlendirerek optimum çözümleri belirlemek gerekir.
- Havalandırma işlemlerini -eğer mümkünse- özellikle güneş ısı kazancının azaldığı saatlerde yapmak, havalandırma yolu ile güneşten gelen ısı kazancını büyük oranda azaltacaktır.
- Yaşam mahallerinde, verimli ve ısı oluşturmeyen armatürleri kullanarak ve mümkün olduğunca doğal aydınlatmadan faydalanarak, elektrik tüketimi ve elektrikli aletlerin yaydığı ısı enerjilerinden tasarruf imkanı vardır.
- İstenen konfor şartı olarak; dış ortam sıcaklığı ile 6 °C civarında sıcaklık farkı oluşturmak, yerinde bir tercih olacaktır. Sıcaklık farkının 1 °C artması, yıllık soğutma enerjisi tüketimini %10 civarında artıracaktır. Bu sebeple dış ortam/ iç ortam sıcaklık farkının biraz daha artması, enerji tüketimi açısından olumsuz yönde etkide bulunacağı gibi, aynı zamanda çok sık dışarı çıkılması durumunda, sıcaklık farkından dolayı hastalanma riskleri de artabilmektedir.

Soğutma sisteminin kurulumundan önce, yukarıda bahsedilen ön çalışmaların yapılması; ilk etapta hesaplanacak olan soğutma kapasitesinin yaklaşık olarak %20-40 arasında daha düşük kapasitelerde ekipman seçimine sebep olacaktır. Bu sayede ilk kurulum ve çalışma maliyetleri düşürülmüş olacaktır.

Soğutma sisteminin kurulumundan önce yapılması gereken çalışmalar sonrasında,

cihaz seçiminde de tasarrufu ön planda tutmak gerekir. Çünkü alınmış olan tüm tasarruf tedbirleri, yanlış ekipman ve cihaz seçimleri ile boşa gidebilmektedir. Özellikle klima santralleri için chiller cihazı seçimlerinde, tasarruf ve verimli çalışma adına bazı özellikler ön plana çıkmaktadır. Bunlar;

- Düşük elektrik tüketimi,
- Değişken ortam ve çalışma şartlarına çabuk ve sorunsuz bir biçimde uyum sağlama,
- Fan hız kontrol sistemi ile, kondenserlerde ihtiyaç duyulan debide hava sirkülasyonunun sağlanarak elektrikten tasarruf edilmesi,
- Yüksek hassasiyetli işlemci kontrolü ile istenen sıcaklık değerlerine daha çabuk ve verimli bir şekilde ulaşılması,
- Tüm ana komponentlerin, birbirleriyle uyum içinde çalışacak biçimde ve ihtiyaç anında olası servis ihtiyaçlarının, imalatçı firması tarafından en hızlı ve uygun biçimde giderilebilecek cihaz seçimleri yapılması gerekmektedir.

1.3.2 Sanayi Tesislerinde Enerji Verimliliği

Sanayide enerji verimliliği uluslararası rekabet gücü açısından çok önemlidir. Sanayide enerji verimliliğini artırmak için, enerji muhasebesi, kontrol sistemleri, yalıtım, yeni teknolojiler ve endüstriyel süreçler, hammadde özellikleri, ürün çeşitleri ve özellikleri, iklim şartları ve çevresel etkiler, kapasite kullanımı gibi alanlarda çalışmalar yapılmalıdır.

Ayrıca, elektrik tüketimini miktar ve zaman yönünden etkileyecek, uygulama ve değerlendirme çalışmaları da yürütülmelidir. Bu çalışmalar talep yönetimi olarak adlandırılmaktadır. Üç yöntemle yapılan talep yönetimi çalışmalarının herhangi biri veya birkaçı bir arada uygulanabilmektedir. Bu yöntemlerden birincisi olan teknik önlemler; yüksek verim sağlayan aydınlatma armatürleri, yüksek verimli motorlar, soğutma sistemleri, bina yalıtımı gibi alanları içerir. İkinci yöntem bilgilendirme olup, hazırlanan teknik belgelerle tüketicilerin bilgi eksikliği giderilmektedir. Bilgilendirme; enerji verimlilik merkezlerinde enerji talebinin düşürülmesi ile ilgili çalışmaları yönlendirmek, danışmanlık yapmak, eğitim kursları ve seminerleri düzenlemek ve enerjiyi verimli tüketen donanım kullanımını özendirmek üzere tanıtım konularını içermektedir. Üçüncü ve en çok uygulanan yöntem ise, tarifelerde farklılığa gidip, tüketim yapısını değiştirmek, kullanma zamanına veya kullanma miktarına göre fiyatlandırmalar yapmaktır.

Yapılan çalışmalar sanayi sektörünün enerji tasarruf potansiyelinin yüksek olduğunu göstermiştir. Rekabetin artması ve üretim maliyetlerinin düşürülmesi gerekliliğinin de sektörde baskı oluşturması sonucunda ülkemizdeki enerji verimliliği çalışmaları sanayide başlamış olup başarılı örneklerin sayısı her geçen gün artmaktadır. Ancak bu çalışmalara rağmen sektörde hala 6,5 Mtep gibi bir değere sahip büyük bir tasarruf potansiyeli bulunmaktadır.

Enerji yoğunluğu değeri de (Enerji yoğunluğu = yıllık birincil enerji tüketimi / yıllık gayrisafi milli hasıla) verimlilik açısından önemli bir göstergedir. Bir ülkenin enerji yoğunluğu hesaplanarak enerjiyi verimli veya verimsiz kullandığı söylenebilir. Ülkemizde enerji yoğunluğu, OECD ülkelerinin iki, Japonya'nın ise dört katıdır.

Sanayideki toplam enerji tasarruf potansiyelinin %25 olduğu ve kullanılan toplam yıllık yaklaşık 27 Mtep enerjinin 20 Mtep'lik (%75'lik bölümü) kısmının demir çelik, çimento, cam, petrokimya ve petrol sektörlerinde tüketildiği göz önüne alındığında bu sektörlerde yapılacak tasarruf miktarlarının birinci derecede önem taşıdığı söylenebilir. Sanayide sektörel bazda yapılabilecek tasarruf uygulamaları, ilgili sanayi kuruluşunun prosesine ve proste kullandığı enerji kaynaklarına doğrudan bağlıdır. Bazı prosesler de elektrik enerjisi ön plana çıkar. Bazı prosesler çok yüksek sıcaklıklarda olup, atık baca gazları da çok yüksek sıcaklıklardadır ve bu atık önemli bir enerji tasarrufu odağıdır.

Sanayi Tesislerindeki Bazı Ekipmanlarda Yapılabilecek Enerji Tasarruf Örnekleri

Fanlar

CEMEP (Avrupa Elektrik Makinaları ve Güç Elektroniği İmalatçıları Komitesi) tarafından 2001 yılında yayınlanmış olan verim sınıfları (EEF1-EFF3), IEC (International Electrotechnical Commission) standardı ile yer değiştirmiştir. IEC 60034-30 standardı 2011 yılında yürürlüğe girmiştir. Buna göre, elektrik motorlarının sınıflandırılması;

Super-Premium Verim	IE4
Premium Verim	IE3
Yüksek Verim	IE2
Standart Verim	IE1

şeklinde. Fan, standart kayış kasnaklı olarak veya direkt akuple olarak çalıştırıldığı gibi hız kontrollü bir elektrik motoru ile de döndürülebilir.

	Enerji verimi düşük fan sistemi	Enerji verimi yüksek fan sistemi
Enerji verimi farklı elektrik motoru (IE2-IE4)	%90	%95
Kayış kasnaklı veya direkt akuple	%94	%98
Değişken hız kontrolü var veya yok (debi ayarı klape ile veya devir ayarı ile yapılıyor)	%85	%95
Toplam Verim	%72	%88

Tablo değerlerine göre toplam verimdeki fark %16 olup, 100 kW enerji tüketen fan ile 16 kW daha az enerji harcanmış olur. Yılda 6500 saat çalışan ve elektrik gideri 0,20 ₺/kWh olan bu fandan yıllık toplam kazanç;

$$16 \text{ kW} \times 6500 \text{ h/yıl} \times 0,20 \text{ ₺/kWh} = 20.800 \text{ ₺/yıl}$$

Pompa ve Fanlarda Hız Kontrol Sisteminin Avantajı

Bir kompresör, bir fan veya bir pompada debiyi %20 azaltmak için devir %80'e çekilirse;

Bu durumdaki harcanan güç;

$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{0,8}{1}\right)^3 = 0,51$ olur. Bu da gücün %51'e düştüğünü ifade eder. Sistemde harcanan güç %49 oranında azalmış olur ve büyük oranda enerji tasarrufu sağlanır. Klapa veya vana ile debi ayarı yapılsa idi, güç ancak %10 oranında azalmış olmaktadır.

Pompalar

Pompa ve Fan Verimliliği		
Sistem Bilgileri	Enerji Verimsiz Sistem	Enerji Verimli Sistem
Pompa Verimi	%75	%85
Elektrik Motoru	%90	%95
Boru ve Vana Kayıpları Nedeni ile (boru çapı küçük seçilmiş, vanalar uygun seçilmemiş)	%75	%90
Toplam Verim	%50	%72

Tablo değerlerine göre toplam verimdeki fark %22 olup, 100 kW motor ile çalışan bir pompada 22 kW daha az enerji harcanmış olur. Yılda 6570 saat çalışan ve elektrik gideri 0,20 ₺/kWh olan bu pompadan yıllık toplam kazanç;

$$22 \text{ kW} \times 6570 \text{ h/yıl} \times 0,20 \text{ ₺/kWh} = 28.908 \text{ ₺/yıl.}$$

Bu pompadan çok sayıda varsa sistemi değiştirmek ekonomik olacaktır.

Kaynaklar

- [1] Türk Dil Kurumu Web Sayfası, Büyük Türkçe Sözlük, (Nisan 2011’de erişildi).
- [2] Online Etymology Dictionary, (Nisan 2011’de erişildi).
- [3] Energy Information Administration - EIA Web Sayfası (www.iea.org, www.eia.doe.gov), (Nisan 2011’de erişildi).
- [4] BP Statistical Review of World Energy, June 2010
- [5] Energy and Environment Report 2008, European Environment Agency, Copenhagen.
- [6] The International Energy Agency (IEA) Web Sayfası (<http://www.eia.doe.gov>), (Nisan 2011’de erişildi).
- [7] T.C. Enerji Kaynaklarının ve Enerjinin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmelik, Resmi Gazete Tarihi: 25.10.2008, Resmi Gazete Sayı: 27035
- [8] Gülizar Özyurt, Kutluay Karabalık “Enerji Verimliliği, Binaların Enerji Performansı ve Türkiye’deki Durumu”, ODTÜ İnşaat Mühendisliği Bölümü, TMH - 457 - 2009/5
- [8] European Commision Web Sayfası (<http://ec.europa.eu>), (Nisan 2011’de erişildi).
- [9] ABD Enerji Bakanlığı, Çevre Koruma Ajansı Energy Star Web Sayfası (www.energystar.gov) (Nisan 2011’de erişildi)
- [10] http://www.enver.org.tr/modules/mastop_publish/?tac=Sanayide
- [11] Süleyman ELDEM, MMO, www.uevf.com.tr/uevf1/sunumlar/ot02-05.doc
- [12] Kubilay KAVAK, Dünyada ve Türkiye’de Enerji Verimliliği ve Türk Sanayinde Enerji Verimliliğinin İncelenmesi, Uzmanlık Tezi, DPT İktisadi Sektörler ve Koordinasyon Genel Müdürlüğü, Eylül 2005.
- [13] Ankara Yenilenebilir Enerji Konusunda Kümelenme Analizi, Ankara Sanayi Odası, 2011.
- [14] http://iklim.cob.gov.tr/iklim/Files/bilginotu/sera_envanter.pdf (Nisan 2012’de erişildi).

BÖLÜM 2

SOĞUTMA SİSTEMLERİ

2.1. AMAÇ

Daha önce de ifade edildiği üzere, binalarda yaşam standardı ve hizmet kalitesinin, endüstriyel işletmelerde ise üretim kalitesi ve miktarının düşüşüne yol açmadan, birim hizmet veya ürün miktarı başına enerji tüketiminin azaltılması, günümüzde temel hedeflerden biri haline gelmiştir. Bina ve endüstriyel alanda soğutma sistemleri günümüzde yoğun olarak kullanılmakta ve bu sistemlerde enerjinin verimli kullanılması üretim ve konfor maliyetleri açısından büyük önem taşımaktadır. Soğutma sistemlerinde enerji verimliliğinin artırılması için öncelikli olarak soğutma sistemlerinin temel ve yardımcı elemanlarının çalışma prensiplerinin bilinmesi ve enerji verimliliği ile ilgili temel kavramların öğrenilmesi ve ölçülmesi gerekmektedir. Bu amaca uygun olarak bu bölümde temel soğutma çevrimleri kısaca izah edilmiş, buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimlerinin temel elemanları; kompresörler, kondenserler, evaporatörler ve basınç düşürücüler hakkında temel bilgiler verilmiştir. Ayrıca buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimlerinde kullanılan bazı yardımcı elemanlar hakkında bilgiler verilmiştir. Soğutucu akışkanlar sınıflandırılarak günümüzde kullanılan akışkanlara vurgu yapılmıştır. Kızgınlık ve aşırı soğutma kavramları ifade edilmiş ve nasıl ölçüldükleri örneklerle izah edilmiştir. Kaskad soğutma sistemleri ve çalışma prensibine değinilmiştir. Ayrıca buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimlerin P-h ve T-s diyagramlarında gösterimi verilmiştir. Enerji verimliliğine ilişkin kavramlar COP, EER, SEER, ESEER, IPLV ve AFUE tanımlanmış ve bazı kavramlar için örnek çözümler yapılmıştır.

2.2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Genel olarak bir ürün veya maddeden ısı çekme işlemi soğutma olarak tanımlanabilir. Daha geniş bir ifade ile ortamın veya maddenin sıcaklığını, bulunduğu ortam sıcaklığının altına indirme işlemidir. Bir ortamın veya maddenin soğutulabilmesi için o ortam veya maddeden ısı alınması ve başka bir ortama veya maddeye verilmesi zorunludur. Soğutma işlemi gerçekleştiren elemanların oluşturduğu mekanizmaya soğutma sistemleri adı verilir. Soğutma işlemi esnasında sadece ortamdaki ısı çekme işlemi yeterli olmamaktadır. Ayrıca soğutma işlemi gerçekleştirilirken aşağıda belirtilen işlemlerin de dikkate alınması gerekmektedir.

- Ürün veya ortam sıcaklığı uygun zaman ve şartlar içerisinde muhafaza sıcaklığına getirilmeli ve bu sıcaklıkta tutulmalıdır.

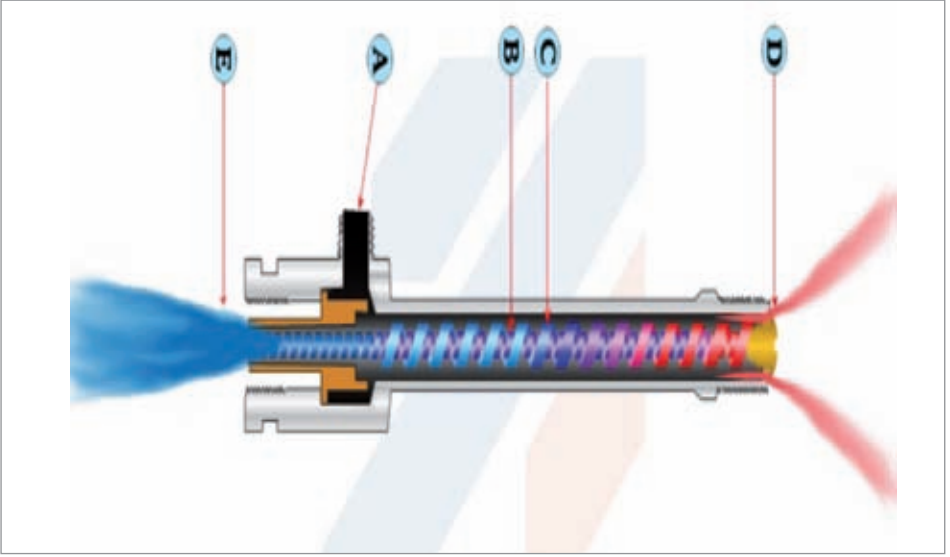
- Soğutma esnasında ürünün veya maddenin fiziksel yapısı ve özellikleri en az etkilenmelidir.
- Az enerji harcanarak soğutma işlemi gerçekleştirilmelidir veya soğutma etkinlik değeri yüksek olmalıdır.
- Kontrol sistemleri ile sistemin sürdürülebilirliği ve güvenliği sağlanmalıdır.
- Çevre olumsuz etkilenmemelidir.

Uygulamada çok farklı soğutma sistemleri vardır. En fazla kullanılan sistem ise buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimidir. Bunun yanında absorpsiyonlu soğutma sistemleri özellikle su soğutma (chiller) uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bunların yanında özel amaçlar için diğer soğutma sistemleri de kullanılmaktadır.

2.2.1 Vorteks Tüpü Soğutma Sistemi

Ranque-Hilsch tüpleri olarak da bilinen vorteks tüpleri, basınçlı havayı veya herhangi bir soy gazı sıcak ve soğuk akımlara ayıran mekanik bir cihazdır. Vorteks tüplerinin hareketli hiçbir parçası yoktur. Basınçlı hava, havanın çok yüksek hızda dönmelerini sağlayan bir “üretece” doğru itilir. Hava dönerek tüpün diğer ucuna doğru hareket eder. Bu uçta bulunan konik bir tıkaç havanın dışta kalan kısmının dışarı atılmasını sağlar. Kalan hava, çapı daha küçük olan iç vortekse geri dönmeye ve üretkecin merkez deliğinden geçmeye zorlanır. Vorteks tüp içerisindeki havanın “katı cisim dönüşü” hareketi yaptığı kabul edilir. Bir diğer deyişle, iç tarafta bulunan hava katmanının dış tarafta bulunanla aynı dönme oranına yani aynı açısal hıza sahiptir. Çoğunlukla katı cisim dönüş hareketi, vorteks tüpü içerisinde ayrıışan iç ve dış hava akımları arasındaki sürtünmeden kaynaklanmaktadır. Açıklamak gerekirse, merkezkaç kuvvetinden dolayı, dış tarafta kalan hava akımı içerde kalan havadan daha fazla basınca maruz olur. İç ve dış hava akımları aynı yönde ve açısal hızda dönmekteyken, içerde kalan akım açısal momentum değerini kaybetmektedir. Açısal momentumdaki azalma, dış hava akımına kinetik enerji transferine neden olur. Böylece besleme havası sıcak ve soğuk hava akımlarına ayrılmış olur. Bu nedenle dış yüzeyde kalan hava akımının sıcaklığı içeride kalandan daha yüksektir. Akış özelliklerine göre paralel ve karşıt akışlı, tasarım özelliklerine göre adyabatik ve adyabatik olmayan vorteks tüpleri mevcuttur. Vorteks tüpleri farklı sınıflandırmalara tabi tutulmalarına rağmen, tüm cihazların çalışma prensibi aynıdır. Şekil 2.1’de karşıt akışlı vorteks tüpü çalışma prensibi gösterilmektedir. Basınçlı hava, (A) noktasından girer. Hava, tüpün içindeki üretkeç yardımıyla çok yüksek hızlarda kendi etrafında dönmeye başlar. Sıcak havanın dışarı çıktığı sıcak uç boyunca ilerleyen hava, daha sonra ters tarafa doğru döner ve birbirinin tersi yönde ilerleyen iki hava akımı (B) ve (C) oluşur. Sıcak uca doğru ilerleyen hava akımı ısınır ve (D) noktasından dışarı atılır. Orta bölümdeki hava soğuyarak (E) noktasından dışarı çıkar. Sıcaklık ve kapasite (D) noktasındaki tıkaçla ya da farklı üretkeçlerin kullanımıyla ayarlanabilir. (A) noktası basınçlı hava

girişini, (B) noktası soğuk hava çıkış tarafını, (C) noktası sıcak hava çıkış tarafını, (D) noktası sıcak hava çıkışını ve (E) noktası ise soğuk hava çıkışını göstermektedir.



Şekil 2.1 Vorteks tübünün çalışma prensibi

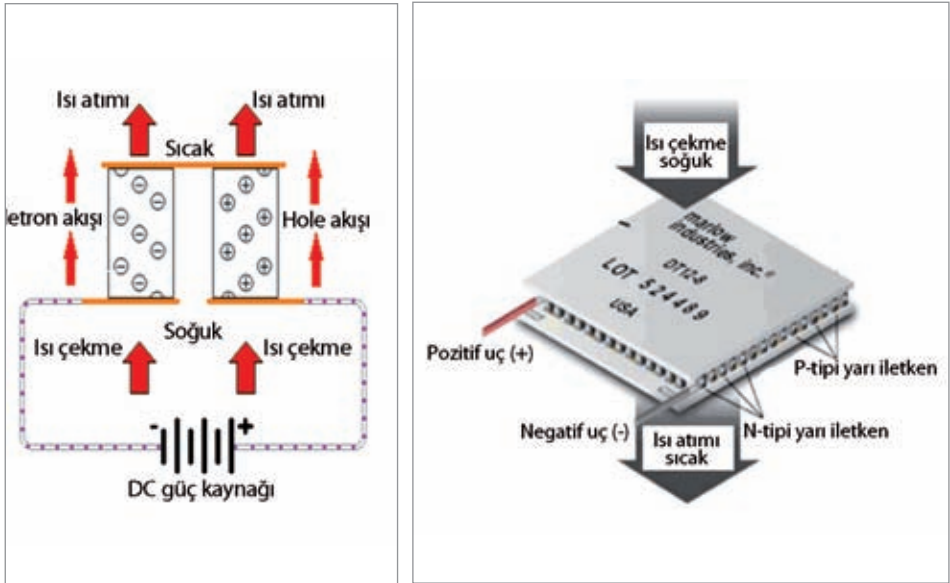
Vorteks tüpleri verim açısından değerlendirilirken genelde soğutma oranına bağlı olarak giren hava ile soğuk taraftan çıkan hava arasındaki sıcaklık azalması göz önüne alınır. Soğutma oranı, soğuk hava çıkış miktarının toplam giriş hava miktarına oranı ile ifade edilir. Bir diğer deyişle, soğutma oranı 60 olan bir vorteks tüpünde, havanın %60'ı soğuk hava ucundan, %40'ı ise sıcak hava ucundan çıkıyor demektir. Soğuk uçtan çıkan hava sıcaklığı, giriş hava sıcaklığına bağlıdır. Örneğin, eğer giriş hava sıcaklığı 6,9 bar basınçta $-12,2^{\circ}\text{C}$ ise, %40 soğutma oranıyla neredeyse tüm vorteks tüpü üreticileri -70°C sıcaklığa ulaşmayı garanti etmektedirler. Soğutma oranı azaltıkça giriş ve soğuk çıkış havaları arasındaki sıcaklık farkı artacak ve daha düşük sıcaklıklar elde edilebilecektir. Örnek olarak %80 soğutma oranında (6,9 bar) giriş ve soğuk çıkış havaları arasındaki sıcaklık farkı 30°C olurken, %50 soğutma oranında (6,9 bar) 47°C ve %20 soğutma oranında ise (6,9 bar) 68°C olmaktadır.

Tüpün ucunda daha düşük sıcaklık elde edilmesi, her zaman en çok soğutma etkisi olacağı anlamına gelmez. Vorteks tüplerinde soğutma oranı değiştikçe, soğuk uçtaki sıcaklık ters oranda etkilenir. Soğutma etkisi, sıcaklık değeri ve hava akış debinin dengesiyle elde edilir. Vorteks tüpü seçiminde vorteks tüpünün soğutma kapasitesi öncelikli olarak değerlendirmeye alınmalıdır. Ayrıca vorteks'e giren hava basıncı ve kuruluk derecesi arttıkça vorteks tüpünün verimi artar. Basıncılı havadaki nemin alınması yani filtre kullanılması verimin artırılması için çok önemli bir parametredir. Vorteks tüpleri noktasal (spot) soğutma ihtiyacı olan yerlerde kullanılmaktadır.

2.2.2 Termoelektrik (Peltier) Soğutma Sistemi

Farklı metallerden yapılmış iki tel uçları birleştirilip kapalı bir devre oluşturulduğunda eğer sıcaklıklar aynı ise başlangıçta devrede bir elektrik akımı oluşmayacaktır. Uçlardan biri ısıtıldığı zaman devrede bir elektrik akımı meydana gelecektir. Bu olay 1821 yılında Thomas Seebeck tarafından yapılan bir gözlemle ortaya konmuştur. Bu etki günümüzde sıcaklık ölçümleri ve güç üretimi için kullanılmaktadır. 1834 yılında Jean Charles Athanese Peltier farklı malzemelerden yapılan iki telin birleşme uçlarından akım geçirdiğinde birleşme noktasının soğuduğunu görmüştür. Peltier etkisi de denilen bu işlem termoelektrik soğutmanın temelinin oluşturmuştur.

Termoelektrik soğutucular, bazen termoelektrik modül veya Peltier soğutucusu diye de adlandırılırlar. Termoelektrik soğutucular, küçük bir ısı pompası gibi çalışan elektrik akımının bir değere kadar akmasına izin vermeyen bu değerden sonra sonsuz küçük direnç gösteren yarı iletken maddelerden oluşmaktadır. Bir doğru akım kaynağından sağlanan küçük bir DC gerilim sayesinde ısı modülün bir ucundan diğer ucuna doğru hareket eder. Böylece modülün bir yüzü ısınırken, diğeri de eş zamanlı olarak soğumaya başlar. Bu olay, doğru akım kaynağının artı ve eksi kutuplarının yer değiştirmesiyle tersine çevrilebilir. Bir termoelektrik modülü, kullanım amacına göre ısıtıcı veya soğutucu olarak kullanılmaktadır. Şekil 2.2’de termoelektrik soğutma sistemi ve modülü gösterilmektedir.

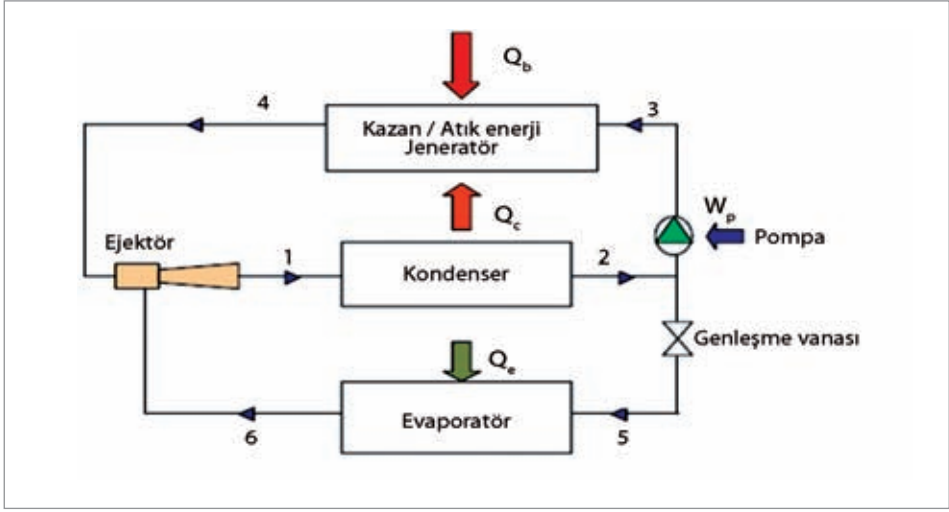


Şekil 2.2 Termoelektrik soğutma ve modülü (peltier etkisi).

Termoelektrik soğutma sistemlerinin etkinlik değerleri çok düşük yaklaşık 0,1-0,2 arasında olduğu için buhar sıkıştırırmalı mekanik sıkıştırırmalı soğutma sistemi ile rekabet etmeleri söz konusu bile değildir. Ancak bazı özel küçük kapasiteli uygulamalarda basitlikleri, sessiz çalışmaları ve güvenilir olmaları nedeni ile ticari olarak kullanılmaktadırlar. Genelde 12 Volt doğru akımla çalışırlar. Bu yüzden uzay araçlarında güneş pillerinin sağladığı enerji ile kullanılmaktadırlar. Yemek servis araçlarında soğutucu ve ısıtıcı işlevini aynı anda görebildiği için tercih edilmektedirler. Otomobillerde bulunan mini soğutucular soğutma işlemini bu yöntemle yapmaktadırlar. Ayrıca laboratuvar araç gereçlerinde, tıp, elektronik ve biyo-teknoloji alanlarında soğutucu olarak kullanılmaktadır. Özellikle elektronik kumanda panolarının normal fan ile soğutulmasının yeterli olmadığı durumlarda termoelektrik soğutma sistemleri kullanılabilir. Pano içerisindeki termoelektrik soğutucu yüzeyi çok fazla soğuduğu durumlarda yoğunlaşma meydana gelmekte ve elektronik devrelere zarar vermektedir. Bunun çözümü için termoelektrik devrenin soğutucu tarafı düşük devirli fan yardımı ile soğuyan hava yüzeyden uzaklaştırılmalı ve pano iç ortam sıcaklığının çığ noktası sıcaklığının altına düşürülmemesi için önlem alınmalıdır. Pozitif ve negatif bağlantılarının yerleri değiştirilerek ısı pompası gibi çalışmaları sağlanabilir. Peltier soğutucularda soğutulan yüzeyden çekilen ısının diğer ısıyan yüzeyden uzaklaştırması için mutlaka fan kullanılmalıdır.

2.2.3 Ejektör Soğutma Sistemleri

İlk buharlı ejektör soğutma sistemi Maurice Lablanc tarafından 1910 yılında geliştirilmiş ve 1930’lu yıllara kadar uygulamada yaygın olarak kullanılmıştır. Ejektörlü soğutma sistemleri 1930’lu yıllarda geliştirilen kloroflorakarbon soğutucu akışkanların mekanik sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde kullanılması ile kullanım alanını kaybetmiştir. Bu olumsuzluklara rağmen ejektörlü soğutma sistemleri ilgili araştırma ve geliştirme çalışmaları günümüzde de devam etmektedir. Ejektörlü soğutma sistemleri; soğutma ihtiyacı olan yalnızca atık veya çok ucuz maliyetli enerjilerin bulunduğu endüstriyel tesislerde ejektörlü soğutma sistemleri kullanılması uygundur. Çünkü ejektörlü soğutma sistemleri buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimlerine göre toplam maliyet açısından bakıldığında daha ucuzdur. Ejektörlü soğutma sistemleri ile 60-150°C sıcaklıkta atık ve düşük maliyetli enerji varsa 0-20°C arasında sıcaklık elde etmek mümkündür. En önemli dezavantajı ise buhar sıkıştırırmalı mekanik ve absorpsiyonlu soğutma çevrimlerine göre etkinlik katsayılarının ($EER=0,2-0,3$) düşük olmasıdır. Ayrıca sistem çalışma esnasında tasarım şartlarından uzaklaşıldıkça EER değerleri düşmektedir.



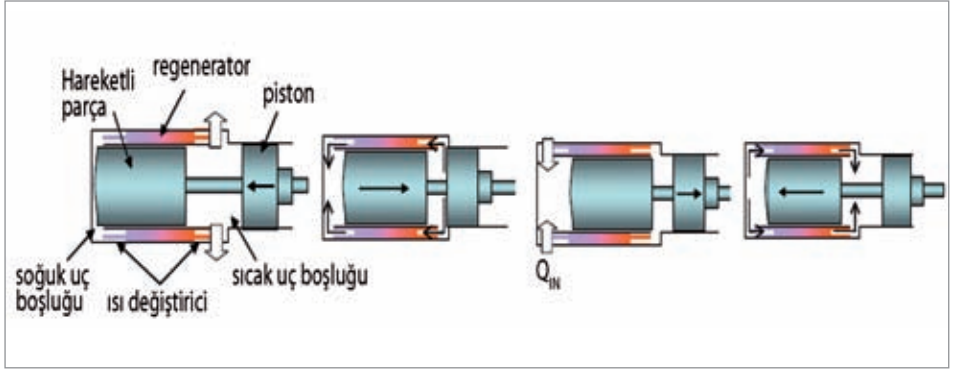
Şekil 2.3 Ejektörlü soğutma sistemi.

Şekil 2.3’de görüldüğü gibi bir ejektörlü soğutma çevrimi iki farklı devreden oluşmaktadır. Birinci devre (1-2-3-4-1) güç devresini, ikinci devre ise (1-2-5-6-1) soğutma devresini oluşturmaktadır. Güç devresinde, kazan veya jeneratörde dışardan sağlanan enerji (Q_b) ile yüksek basınçlı sıvı akışkanın buharlaştırılması sağlanır (3-4). Birinci akışkan olarak da ifade edilen üretilen bu yüksek basınçlı buhar ejektör memesinden yüksek hızda pulvarize edilir. Bu esnasında oluşan basınç düşümü ile (vakum) evaporatördeki (6) soğutucu akışkan emilir. Bu iki akışkan direncin olduğu ve akışın yavaşladığı ejektördeki difüzöre girmeden önce karışım hücresinde karışır. Daha sonra kondensere giren bu karışım çevreye ısı (Q_c) vererek yoğunlaşır (1-2). Kondenser çıkış noktasında (2) oluşan sıvının bir bölümü pompa ile tekrar kazana gönderilerek güç devresi tamamlanmış olur. Kalan diğer sıvı karışım akışkan, soğutma işlemi için, genleşme vanasından geçirilerek basıncı düşürülür. Basıncı düşürülen bu akışkan sıvı-buhar karışımı halinde evaporatöre girer (5). Evaporatörde ısı (Q_e) çekerek buharlaşır ve soğutma işlemi gerçekleşmiş olur (5-6). Bu işlemler sürekli tekrarlanır.

Ejektörlü soğutma sistemlerinde 0°C ’nin altında sıcaklıklar elde edilmesi için su yerine diğer akışkanların da (CO_2 gibi) bu sistemlerde uygulanması için çalışmalar yapılmalıdır. Atık ısının fazla olduğu gıda sektöründe gıda üretimi ve taşınması esnasında, tri-generetion olarak da bilinen güç ve ısı üretimi olan santrallerin olduğu yerlerde baca ısısından faydalanarak ejektörlü sistem ile soğutma yapılabilir. Son yıllarda bazı firmalar araç kliması uygulamalarında ejektör soğutma sistemini kullanmak için çalışmalar yapmaktadır.

2.2.4 Stirling Soğutma Çevrimi

Stirling çevrimi, kapalı bir soğutma çevriminden oluşmaktadır. Ters Stirling çevrimi de dahil olmak üzere bütün soğutma sistemlerinde net iş girişi termodinamiğin ikinci yasasıyla uyumlu olmalıdır. Bu durum sistem içindeki gazın sıcak ve soğuk uçlar arasında ileri geri hareket ettirilerek, sıkıştırma esnasındaki sıcaklığın genişleme esnasındaki sıcaklıktan daha yüksek hale getirilmesiyle sağlanır. Bunun sonucu olarak şekil 2.4’de de görüleceği gibi sıkıştırma esnasında gazın yaptığı iş, genişleme esnasında yaptığı işten daha fazladır. Ayrıca sıcak ve soğuk uçlar, sırasıyla sıkıştırma ve genişleme boşluğu olarak tanımlanmaktadır. Sonuç olarak, işlem sırasında ısı sıcak uçtan ısı değiştirici yardımı atılmakta (kondenser) ve ısı soğuk uçtan, ısı değiştirici aracılığıyla ortamdan çekilir ve soğutma işlemi gerçekleşir. Isı değiştiricinin sıcak ucu kondenser, soğuk ucu ise evaporatör gibi işlev görmektedir.



Şekil 2.4 Stirling soğutma çevrimi

Bu sistemde kullanılan serbest pistonlu makinalar (FPSC), mekanik olarak krank şaftına bağlı olmayan, fakat düzlemsel yay veya gaz yayıyla desteklenen bu yeni serbest piston teknolojisi ile pistona iş aktarımını lineer motora uygulanan bir hareketli mıknatıs ile sağlar. Bu sistem güneş enerji sistemi olarak başlamıştır. FPSCler kompakt, helyum dolu (20-30 atm’ye kadar), hermetik kapalı Stirling soğutma makinalarıdır. Isı atma ve çekme işlemini sağlamak için ısı değiştiriciler FPSC’nin sıcak ve soğuk uçlarına bağlanmalıdır. FPSC ünitelerinin soğutma kapasitesi 40-100 Watt aralığındadır. FPSC’nin evsel ve taşınabilir soğutucu uygulamalarında, dondurucularda ve meşrubat otomatlarında kullanımı deneysel olarak değerlendirilmektedir. FPSC’nin EER değeri soğuk uç sıcaklığı 0°C’ye kadar olan sıcaklıklarda 2-3 arasında değişmektedir. -40°C uygulamalarda ise EER değeri düşmekte, yaklaşık 1 olmaktadır.

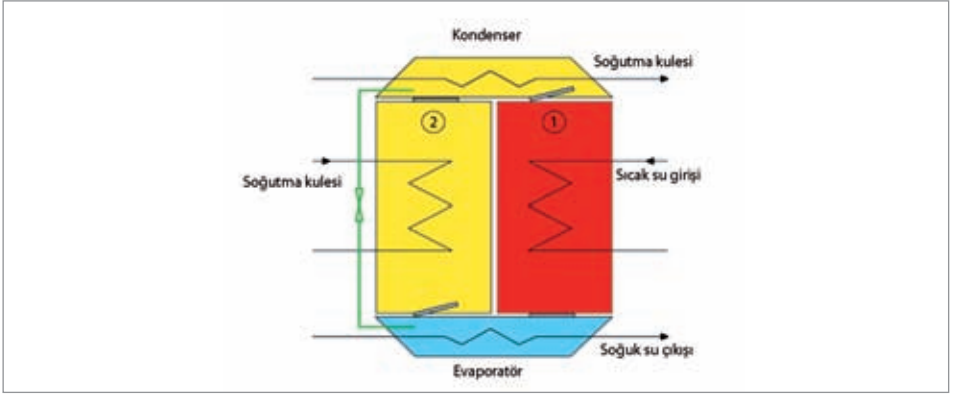
2.2.5 Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Aktif karbon, silika-jel ve zeolit gibi maddelerin gözenekleri büyük miktarda gaz emer. Bu gibi katı maddelerin bu özelliklerinden yararlanılarak adsorbsiyonlu soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Bu tür sistemlerde genelde silika-jel/ H_2O , Zeolit/ H_2O ve silika-jel- NH_3 çiftleri kullanılmaktadır. Silika-jel/ H_2O ve Zeolit/ H_2O su soğutma gruplarında kullanılmakta, silika-jel ve zeolit emici, su ise soğutucu akışkan işlevi görmektedir. Silika-jel/ NH_3 ise soğutma uygulamalarında kullanılmakta, silika-jel emici amonyak ise soğutucu akışkan olmaktadır.

Soğutma uygulamaları için sistem, bir kaynatıcı (aynı zamanda absorber) yoğunlaştırıcı ve bir buharlaştırıcıdan oluşmaktadır. Kaynatıcı içerisine elektrikli ısıtıcılar ve soğutma serpantinleri yerleştirilmiştir. Kaynatıcının ısıtılması ile silika-jel ısınır ve emmiş olduğu amonyak buharlaşarak, silika-jel'in bünyesinden ayrılır. Belirli bir basınca ulaştığında çıkış valfini açarak yoğunlaştırıcıya geçer. Burada çevreye ısı vererek sıvı hale gelen amonyak, buharlaştırıcı içine akar. Bir süre sonra buharlaştırıcı içindeki şamandıra yükselerek, elektrikli ısıtıcı devresini kapatır. Soğutma suyu vanasını açar ve ısıtıcı soğumaya başlar. Ortamdan ısı çekerek buharlaşan amonyak, elektrikli ısıtıcı kapandığında absorber görevini üstlenen kaynatıcıdaki silika-jel tarafından emilmeye başlanır. Soğuyan kaynatıcı içerisindeki basınç düşümü sayesinde, amonyağın buharlaşması kolaylaşmış olacaktır. Oluşan amonyak buharı, emme valfini açarak, tekrar absorbere döner. Bir süre sonra buharlaştırıcıda sıvı seviyesi düşer ve şamandıra, soğutma suyu vanasını kapatıp, ısıtıcıyı devreye sokar. Bu şekilde sirkülasyon devam eder.

Adsorbsiyonlu sistemler su soğutma grupları olarakta kullanılmaktadır. Adsorpsiyon su soğutma grupları sıvı solüsyon yerine katı solüsyon maddeler kullanan makinelerdir. Günümüze kadar uygulamada su, soğutucu akışkan, silika-jel ise emici olarak kullanılmıştır. Son yıllarda ise bazı üreticiler emici olarak silika-jel yerine zeolit kullanmaya başlamışlardır. İki farklı uygulama mevcuttur; Silika-jel/ H_2O ve Zeolit/ H_2O .

Şekil 2.5'de görülebileceği gibi sistem biri buharlaştırıcı diğeri ise yoğunlaştırıcı olmak üzere iki emici bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümdeki emici, dış ısı kaynağından (örneğin atık enerji, güneş enerjisi) gelen sıcak su ile ayrıştırılırken, ikinci bölümden emici buharlaştırıcıdan gelen su buharını adsorbe eder. Sürekli bir adsorpsiyon sağlamak için ikinci bölüm soğutma kulesinden gelen soğutma suyu ile soğutulmalıdır. Buharlaştırıcıdan düşük basınç şartlarından dolayı buharlaşan akışkan, buharlaştırıcıya giren suyun soğumasını sağlar.



Şekil 2.5 Adsorbsiyonlu su soğutma devre şeması.

Günümüzde Asya ve Avrupa’da olmak üzere çok az sayıda adsorbsiyon su soğutucu üreticisi bulunmaktadır. En eski üretici Japonya olmasına rağmen günümüzde Almanya’daki üreticiler sektör içerisinde yer almaya başlamışlardır. Normal çalışma şartlarında sıcak su giriş sıcaklığı 80°C ve bu şartlardaki EER değeri ise yaklaşık 0,6 değerinde olmaktadır. Fakat sıcak su giriş sıcaklığı 60°C ’ye kadar sistem çalışabilmektedir. Su soğutma kapasitesi aralığı ise 5,5-500 kW arasındadır.

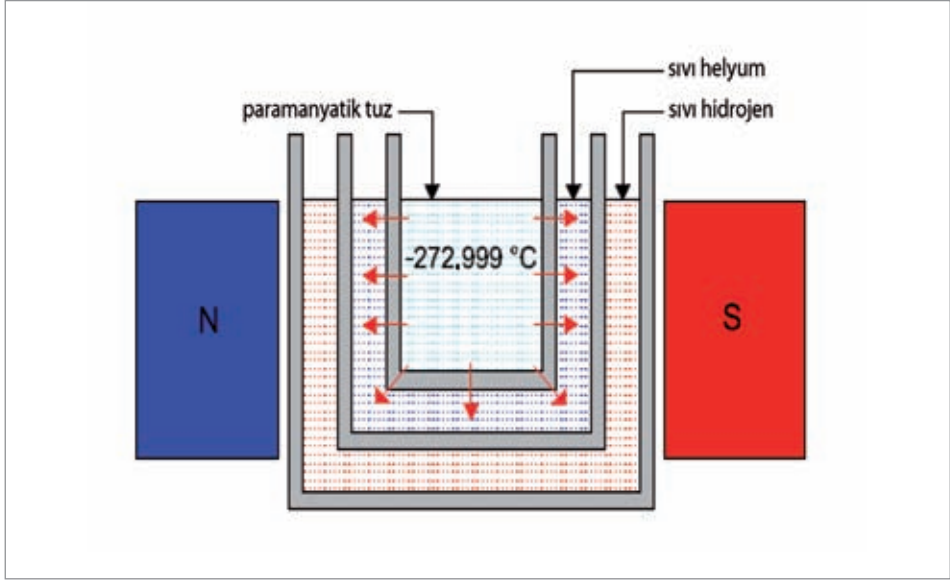
Yapıları basit ve sağlamdır. Kristalleşme riskleri yoktur. Solüsyon pompasına ihtiyaç yoktur ve elektrik tüketimi yok denecek kadar azdır. Kapladıkları hacim ve ağırlıkları fazladır. Üretimleri fazla olmadığı için üretim maliyetleri yüksektir. Isı değiştiricileri tasarımı geliştikçe adsorbsiyon su soğutma gruplarının kapladığı hacim ve ağırlığın azalacağı belirtilmektedir.

2.2.6 Paramanyetik Soğutma

Mutlak sıfır sıcaklığına yakın seviyelerdeki sıcaklıklara ulaşılmasını sağlamak için araştırmacılar tarafından kullanılan bir soğutma şeklidir. Paramanyetik maddeler basit olarak “mıknatıs tarafında çekilemeyen maddeler” olarak tanımlanabilir. Bir paramanyetik madde aşırı şekilde soğutulduğunda, diğer maddelerde olduğu gibi moleküllerinin ısı iletimi azalır. Bu durumda bu maddeler şiddetli bir manyetik alana sokulduğunda, paramanyetik tuz moleküllerinin elementer birer mıknatıs durumuna geldiği görülür. Bu maddeye uygulanan manyetik alan kaldırıldığında, ısı alış verişini olmadığından paramanyetik tuzun sıcaklığı aşırı derecede düşmektedir. Bu şekilde yapılan deneylerle 0,001 K sıcaklıklara ulaşılması mümkün olmaktadır.

Bu olayı moleküler seviyede bir sıkıştırma çevrimine benzetmek mümkündür. Bu işlem şiddetli manyetik alan sıkışmasına yol açmakta ve molekül ısısı çevredeki hel-

yum ve hidrojen tarafından alınmaktadır. Manyetik alan kaldırıldığında moleküller üzerindeki baskının azalması sonucu, aynen buhar sıkıştırma çevriminde genleşme vanasında olduğu gibi sıcaklık daha düşük seviyelere düşmektedir. Şekil 2.6’ da paramanyetik maddenin soğutma sistemi gösterilmektedir.

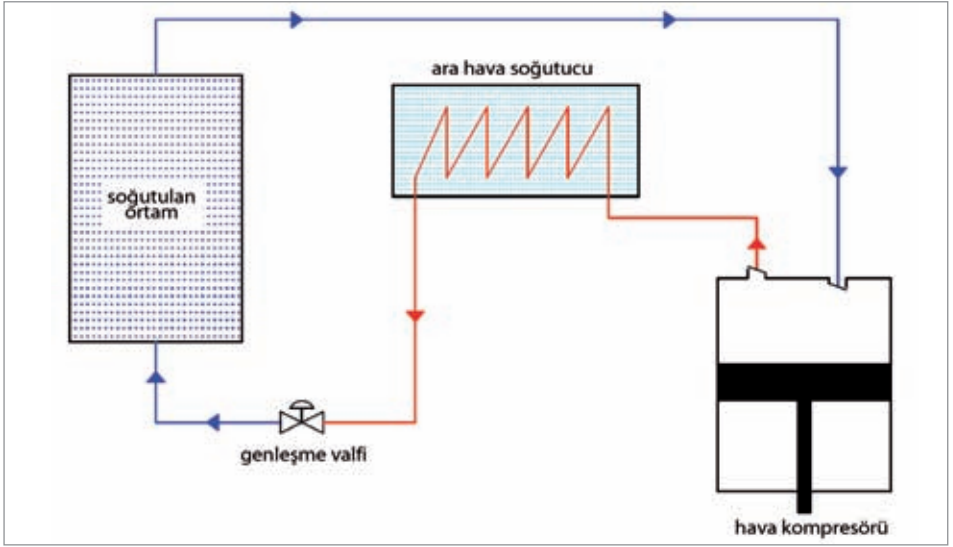


Şekil 2.6 Paramanyetik maddenin manyetik soğutulması.

Bu soğutma işleminin gerçekleşmesinde paramanyetik tuz, sıvı hidrojen ve sıvı helyum ile ön soğutmaya tabi tutulur ve daha sonra elektromıknatısların yardımı ile manyetik alan kaldırılarak paramanyetik tuzun sıcaklığının düşürülmesi gerçekleştirilir. Maddelerin mutlak sıfıra yakın sıcaklık değerlerindeki ısı ve elektriksel iletkenliklerinin araştırılması, endüstri, tıp ve tarım alanında uygulamaları mevcuttur.

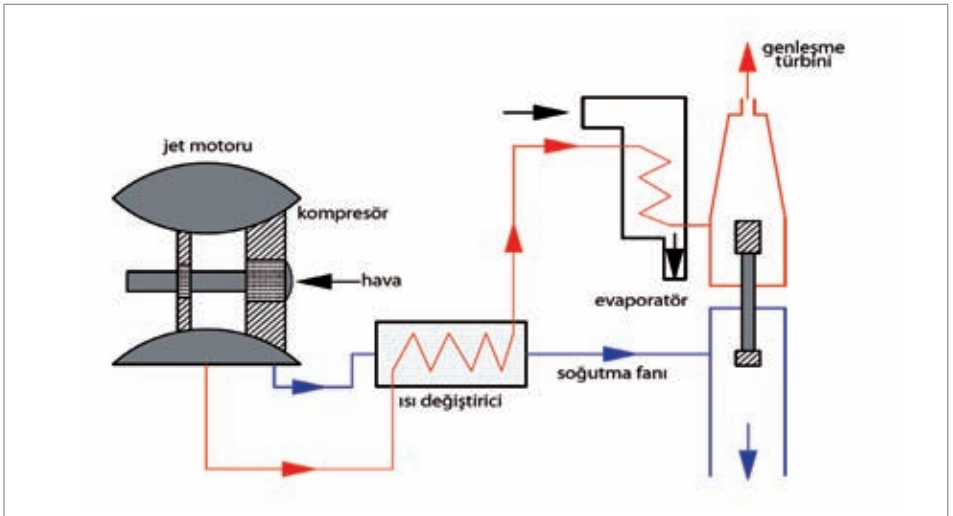
2.2.7 Hava Soğutma Çevrimi

Diğer soğutma çevrimlerinden farklı olarak bu çevrimde, soğutucu akışkan tüm sistemde daima gaz halinde kalır, hiç sıvılaşmaz. Hava soğutma çevrimi, açık sistem (soğutucu akışkan hava, devamlı atmosferden alınıp çevrimde soğutulduktan sonra kullanılır) veya kapalı sistem prensibine göre çalışır. Şekil 2.7’ deki prensip şemasında genişleme silindiri, hem genleşme valfi görevini hem de kompresör için gerekli sıkıştırma gücünün bir kısmını sağlamakta ve böylece güç gereksinimi azalmaktadır.



Şekil 2.7 Kapalı sistem hava soğutma sistemi

Hava soğutma çevriminin yukarıdaki şekliyle uygulanması, düşük etkinlik katsayısı nedeniyle pek tercih edilmemektedir. Onun yerine, uçaklarda yolcu kabinlerini iklimlendirmek için şekil 2.8’de şeması verilen sistem kullanılmaktadır. Bu sistemin avantajları, ekipmanın hafif olması ve soğutucu akışkan görevi yapan havanın tüm çevrimde gaz halde bulunmasıdır.

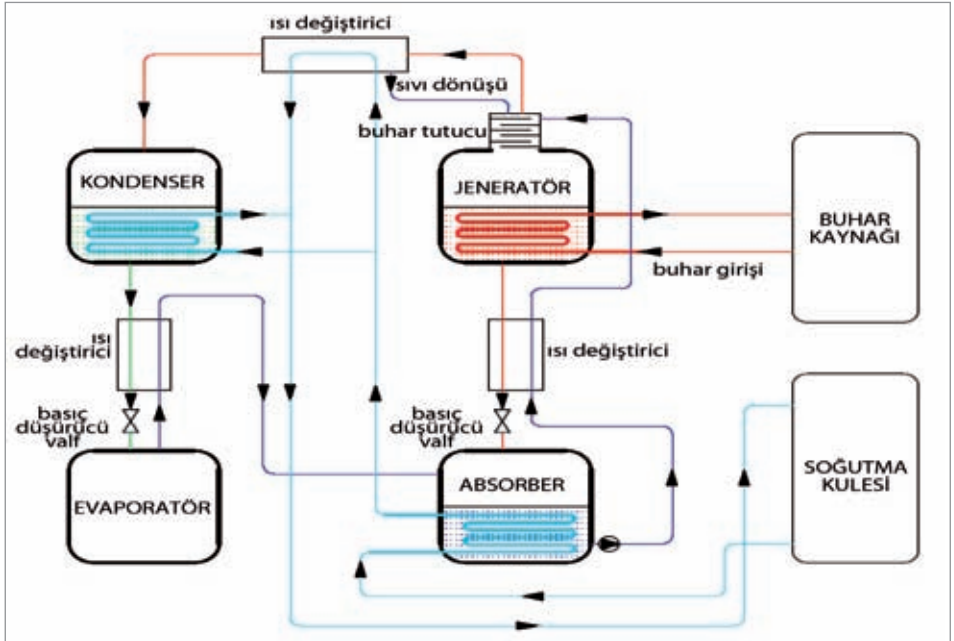


Şekil 2.8 Basit hava çevriminin jet motoruna uygulanışı

2.2.8 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri temelde çalışma prensibi olarak buhar sıkıştırma mekanik soğutma sistemlerine benzer. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, buhar sıkıştırma mekanik soğutma sistemlerinde akışkan dolaşımını sağlayan ve en fazla elektrik enerjisi tüketen mekanik kompresörler yerine termik kompresörler olarak da bilinen jeneratör ve absorber düzeneği kullanılır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde iki farklı akışkan dolaşır. Bu akışkanlardan birincisi soğutucu akışkan diğeri ise soğurucu olarak görev yapar. Çok fazla akışkan çift olmasına rağmen son yıllarda uygulamada Amonyak (NH_3)-Su ve Su-Lityum Bromür ($LiBr$) çiftleri kullanılmaktadır.

Amonyak-Su Çifti: Amonyak soğutucu akışkan, su ise soğurucu olarak kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak amonyak kullanıldığı için soğutma sistemlerinde ve düşük sıcaklık uygulamalarında bu tür absorbsiyonlu soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Amonyak-su soğutma makinasının patenti, 1859 yılında Fransız Ferinand Carre tarafından alınmıştır. İlk başlangıçta bu makinalar buz yapmak ve gıdaların soğutulması için kullanılmıştır. Şekil 2.9'da amonyak/su kullanılan absorbsiyonlu soğutma sistemi gösterilmektedir.



Şekil 2.9 Absorbsiyonlu soğutma sistemi (Amonyak/su)

Küçük soğutma kapasiteli düşük sıcaklık ($-40^{\circ}C$ 'ye kadar) uygulamalarında amonyak-su çifti kullanılmaktadır. Soğutma kapasitesi küçük olan uygulamalarda genellikle

hava soğutmalı kondenserler kullanılmaktadır. Büyük kapasiteli uygulamalarda ise su-LiBr uygulamalarında olduğu gibi su soğutma kuleleri ile birlikte çalışan su soğutmalı kondenserler kullanılmaktadır. Buhar kaynağı veya diğer enerji kaynağından alınan enerji ile jeneratörde buharlaşan amonyak ısı değiştiriciden geçirilerek amonyak içerisinde karışan su, tekrar jeneratöre döndürülür. Amonyak, kondenserde sıvı hale getirilir, genleşme vanasından geçilerek basıncı düşürülür. Genleşme vanasında basıncı düşürülen amonyak evaporatörde buharlaşarak soğutma işlemi gerçekleşir. Evaporatörde buharlaşan akışkan absorbere gelir. Burada jeneratörden gelen su ile kondenserden gelen soğutma suyu sayesinde karışım tekrar eriyik haline gelir. Sıvı haldeki karışım, pompa vasıtasıyla tekrar jeneratöre gönderilir ve işlem bu şekilde devam eder.

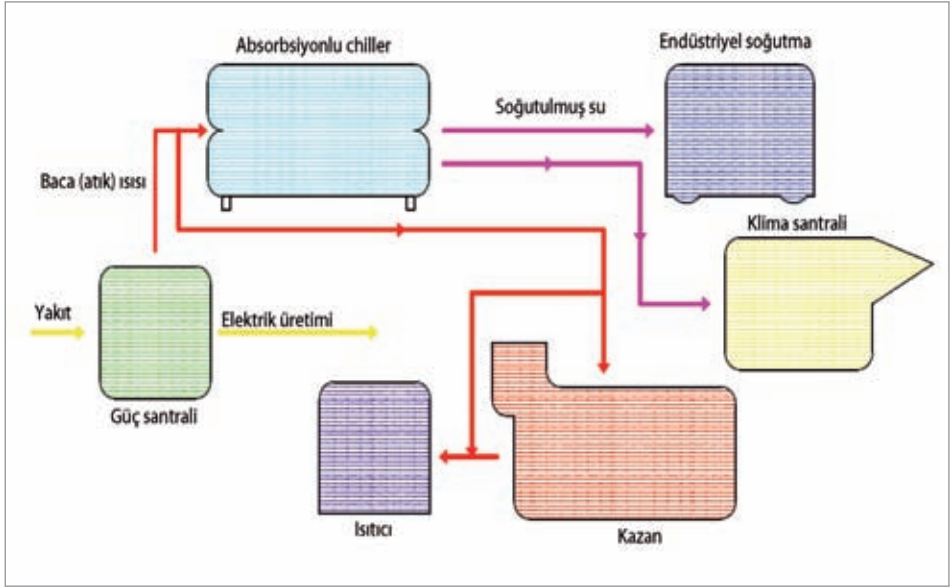
Özellikle elektriğin olmadığı bölgelerde veya kamp yerlerinde kullanılan küçük kapasiteli amonyak-su absorbsiyonlu soğutma sistemleri de mevcuttur. Bu tür uygulamalarda taşıyıcı görevini pompanın yerine üçüncü bir akışkan olan hidrojen yapmaktadır. Isı kaynağı olarak ise genellikle propan kullanılmaktadır.

Su-Lityum Bromür (LiBr) Çifti: Su soğutucu akışkan, Lityum Bromür (LiBr) ise soğurucu olarak kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak su kullanıldığı için 0°C'ye ulaşmak oldukça zordur. Bu tür sistemlerde genelde evaporatördeki su vakum altında 4°C'de buharlaştırılmakta ve soğutulması istenilen su ise uygulama ihtiyacına göre 6-7°C sıcaklığa kadar soğutulabilmektedir. Bu tür absorbsiyonlu soğutma sistemleri endüstriyel prosesler ve merkezi klima sistemleri için soğuk su üretmektedirler. Genelde dört tip uygulaması mevcuttur.

- Tek etkili absorbsiyonlu chiller
- Çift etkili absorbsiyonlu chiller
- Üç etkili absorbsiyonlu chiller
- Direkt yanmalı absorbsiyonlu chiller

Tek etkili absorbsiyonlu chiller: Bu tür sistemler özellikle atık buhar, baca gazı ve sıcak su enerjilerinin bulunduğu işletmeler için uygundur. Jeotermel ve güneş enerjisi vb. gibi enerji kaynakları olan ülkelerde absorbsiyonlu chillerlerin kullanılması uygun olmaktadır. Ayrıca doğalgazın çok ucuz olduğu ülkelerde direkt yanmalı absorbsiyonlu sistemlerin kullanılması avantajlı olmaktadır. Son yıllarda elektrik maliyetlerinin yüksek olması nedeniyle büyük alışveriş merkezleri ve sanayi tesisleri elektrik ihtiyacını karşılamak için doğalgazlı güç santralleri kurmaya başladılar. Buradan çıkan atık ısı ile, kışın ısıtma veya proses ısıtma suyu, yazın ise proses soğutma suyu veya merkezi klima için gerekli olan soğuk su ihtiyaçları karşılanmaktadır. Günümüzde çok daha fazla yaygın olarak kullanılmaya başlayan

bu sistemler “trigeneration” uygulamalar olarak ifade edilmektedirler. Trigeneration uygulamalarda elektrik üretimi, ısıtma ve soğutma ihtiyaçlara göre karşılanabilmektedir. Şekil 2.10’da trigeneration uygulaması şematik olarak gösterilmektedir. Ayrıca kurutma ihtiyacı olan işletmeler için “Quattro-generation” uygulaması da yapılabilir.



Şekil 2.10 Trigeneration uygulaması.

Tek etkili absorbsiyonlu chiller; jeneratör, kondenser, evaporatör, absorber ve ısı değiştirici gibi temel elemanlardan oluşmaktadır. Bunların dışında akışkan pompası ve eriyik pompaları sistemde mevcuttur. Ayrıca sistem vakumda çalıştığı için vakum pompası ve ölçüm elemanları sistem üzerinde kullanılmaktadır. Jeneratör, kondenser, evaporatör ve absorber ünitelerinde kapasiteye bağlı olarak oldukça fazla sayıda bakır boru kullanılmaktadır. Kullanılan borular, düz ve ısı transfer yüzeyini artırmak için genellikle yivli borulardır.

Tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin EER değerleri 0,7-1 aralığındadır. Bunlar kojenerasyon tesislerinde kullanılabilme olasılığı en yüksek tiplerdir. Bu sistemlerde iki türlü akışkan kullanılmaktadır.

- **Düşük basınçlı buhar:** Tek etkili absorbsiyonlu su soğutma sistemlerinde jeneratör buhar giriş basıncı 150 kPa (1,5 bar)- 450 kPa (4,5 bar) aralığında olmalıdır.
- **Sıcak su:** Tek etkili absorbsiyonlu su soğutma sistemlerinde jeneratör su giriş sıcaklığı 90-135°C aralığında olmalıdır. Son zamanlarda yapılan iyileştirme çalışmaları ile bu sıcaklık değerleri aşağıya doğru çekilmeye çalışılmaktadır. Çoğu sistemler 80-90°C sıcaklık arasında çalıştığı belirtilmekle birlikte jeneratör giriş sıcaklığının 105°C altına düştüğü zaman absorbsiyonlu su soğutma gruplarının veriminin azaldığı belirtilmektedir. Uygulamada bu tür sistemlerin 90-95°C sıcaklığa kadar ekonomik olduğu kabul edilmekle birlikte, bu değerlerin altındaki uygulamalar için kaynağın maliyetine göre ekonomik açıdan değerlendirilmeleri gerekmektedir. Bu alandaki büyük firmalar 35 kW-10000 kW kapasiteli tek kademeli absorbsiyonlu cihaz üretimi yapmaktadır. Eğer daha yüksek basınçlı buhar mevcut ise EER değeri daha yüksek iki kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemleri tercih edilmelidir. Sistemin kapasitesine göre uygun su debisi sağlanmalıdır.

Çift etkili absorbsiyonlu chiller: Çift etkili absorbsiyonlu chiller; 1. kademe jeneratör, 2. kademe jeneratör, kondenser, evaporatör, absorber ve ısı değiştiriciler gibi temel elemanlardan oluşmaktadır. Bunların dışında akışkan pompası ve hız kontrollü eriyik pompaları sistemde mevcuttur. Çift etkili absorbsiyonlu su soğutma gruplarının tek etkililere göre temel farkı, yüksek basınçlı buhar ve ikinci kademe jeneratör kullanılmasıdır. EER değeri 1,2-1,4 arasında değişmektedir. Fakat aynı kapasite için ilk yatırım maliyeti açısından çift etkililer, tek etkili absorbsiyonlu su soğutma gruplarına göre ortalama %40 ile %50 arasında daha pahalı olmaktadır. Çift etkili sistemlerde buhar basıncının yüksek olması gerekmektedir. En düşük buhar basıncının 400 kPa (4 bar), ideal buhar basıncının ise 700 kPa (7 bar) ile 900 kPa (9 bar) arasında olması gerekmektedir.

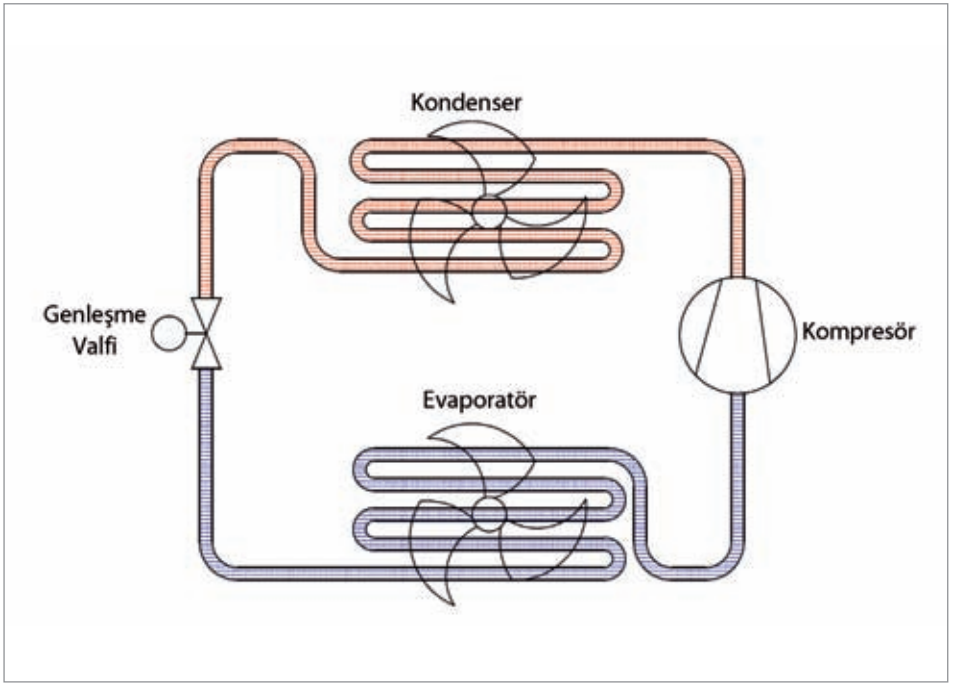
Üç etkili absorbsiyonlu chiller: Etkinlik katsayısının artırılması için son yıllarda üç etkili olan absorbsiyonlu su soğutma gruplarının ticari anlamda kullanılması için araştırma ve çalışmalar sonuçlanmış ve yaklaşık EER değerlerinin 1,7 civarında olduğu belirtilmiştir.

Direkt yanmalı absorbsiyonlu chiller: Direkt yanmalı absorbsiyonlu chiller tek etkili veya çift etkili olabilirler. Bu tür uygulamalarda EER değeri daha yüksek olan çift etkili absorbsiyonlu soğutma grupları tercih edilmektedir. Genellikle direkt yanmalı su soğutma grupları çift etkili olmaktadır. Aynı sisteme sahip olan bu tür uygulamalar-

daki fark, enerji kaynağı olan sıcak suyu veya buharı cihazın kendisinin üretmesidir. Bunun için cihaz üzerinde sıcak su veya buhar üretmek için kazan bulunmaktadır. Genellikle bu amaç için yakıt olarak doğalgaz kullanılmaktadır. Özellikle doğalgazın ucuz olduğu ülkelerde bu sistemler avantajlıdır ve yaygın olarak kullanılmaktadır.

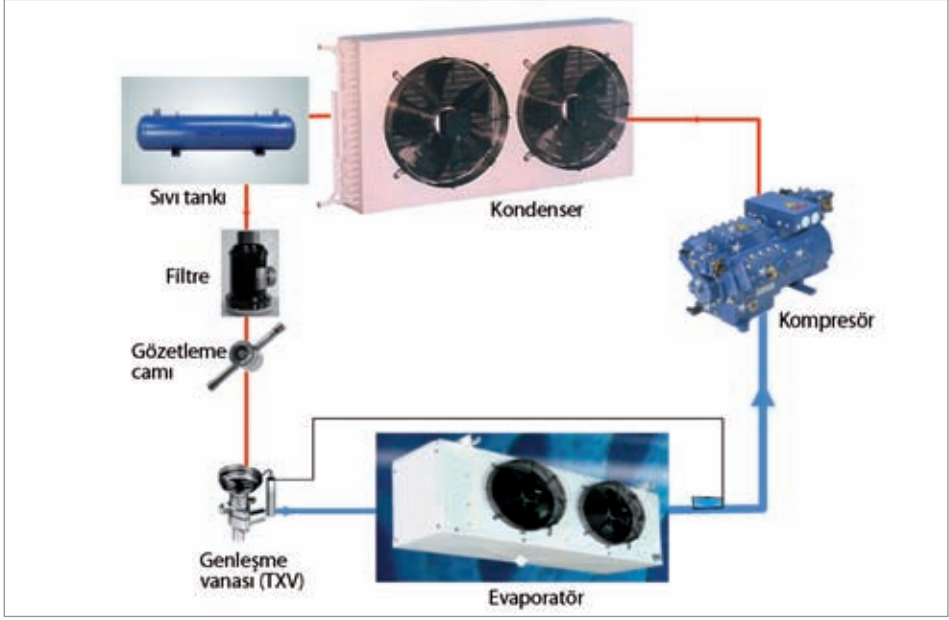
2.2.9 Buhar Sıkıştırırmalı Mekanik Soğutma Çevrimi

Uygulamada en çok kullanılan buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemleri, dört temel elemandan (kompresör, kondenser, evaporatör, basınç düşürücü) oluşan ve boru içerisinde soğutucu akışkan dolaştırılan kapalı bir çevrimdir. Şekil 2.12’de temel soğutma çevrimi şematik olarak gösterilmektedir.



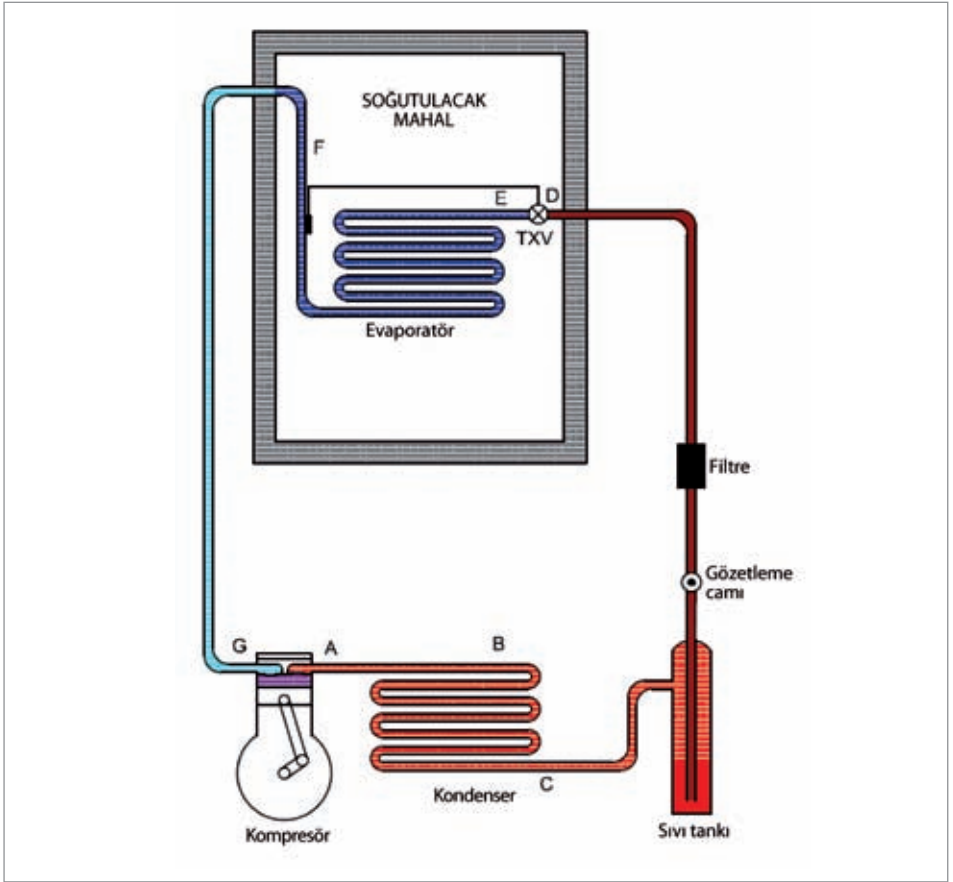
Şekil 2.12 Temel soğutma çevrimi.

Uygulamada mekanik sıkıştırırmalı soğutma sisteminde kullanılan yardımcı elemanlar (sıvı tankı, filtre, gözetleme camı vb.) soğutma sisteminin daha güvenli ve verimli çalışmasını sağlayan elemanlardır. Şekil 2.13’de buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemi temel ve bazı yardımcı elemanları gösterilmektedir.



Şekil 2.13 Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma sistemi ve bazı yardımcı elemanları

Soğutma sistemlerinde buhar sıkıştırmaya göre tasarlanan kompresörler evaporatörden alınan düşük basınçtaki kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı, yüksek basınçlı kondensere basan makinelerdir (G-A, sıkıştırma). Kompresör ile kondenser arası basma hattı olarak ifade edilir (A-B). Kompresörden gelen kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın yoğuşmasını sağlayarak sıvı hale dönüştüren elemana kondenser veya yoğuşturucu adı verilir (B-C, yoğuşturma). Kondenser girişinde kızgınlığı alınan akışkan, daha sonra yoğuşmaya başlar ve çıkışta tamamen sıvı hale gelmesi istenir. Kondenserde yoğuşan soğutucu akışkan ortama gizli ısı verir ve faz değiştirir. Bu esnada (borulardaki basınç kayıpları ihmal edilirse) akışkanın sıcaklığı sabit kalır. Kondenser çıkışı ile basınç düşürücü girişi sıvı hattı olarak ifade edilir (C-D). Sıvı deposundan gelen sıvı soğutucu akışkanın geçişini çeşitli metotlarla kısıtlayarak evaporatörde düşük basınç oluşmasını, dolayısıyla soğutucu akışkanın buharlaşacak hale gelmesini sağlayan eleman genleşme valfidir (D-E). Çok çeşitli tip ve kapasitelerde basınç düşürücüler kullanılmaktadır. Basınç düşürücüde basıncı düşürülen akışkanın düşük sıcaklıklarda buharlaşarak ortamdan veya maddeden ısı çeken eleman buharlaştırıcı veya evaporatördür (E-F). Evaporatör çıkışı ile kompresör girişi emiş veya dönüş hattı olarak ifade edilmektedir (F-G). Şekil 2.14’de mekanik sıkıştırırmalı soğutma çevriminde kullanılan temel elemanlar, boru hatları, akışkanın faz durumları verilmektedir.



Şekil 2.14 Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi ve faz değişiklikleri

Burada;

- A-B arası; basma hattı veya gidiş hattı, yüksek basınç, kızgın buhar
- B-C arası; kondenser, yüksek basınç, kızgın buhar+doymuş buhar+doymuş sıvı +sıvı
- C-D arası; sıvı hattı, yüksek basınç, sıvı
- D-E arası; genleşme vanası, adyabatik basınç düşümü
- E-F arası; evaporatör, alçak basınç, sıvı+doymuş sıvı+doymuş buhar+kızgın buhar
- F-G arası; emiş veya dönüş hattı, alçak basınç, kızgın buhar
- G-A arası; kompresör, alçak basınç+yüksek basınç, kızgın buhar
- A-D arası; yüksek basınç
- E-G arası; alçak basınç

bölgelerini ifade etmektedir. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemlerinin temel elemanları ve yardımcı elemanları farklı başlık altında daha kapsamlı bir şekilde verilecektir.

2.3 SOĞUTMA SİSTEMLERİ TEMEL ELEMANLARI

Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sistemleri kompresör, kondenser, evaporatör ve basınç düşürücü olmak üzere dört temel elemandan oluşmaktadır.

2.3.1 Kompresörler

Ev tipi klimalardan büyük ticari ve endüstriyel soğutma sistemlerine kadar çoğu soğutma uygulamalarında, buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sistemlerinin kalbi ise mekanik kompresörlerdir. Mekanik kompresörlerin iki temel fonksiyonu vardır; 1) Soğutma sisteminde akışkan dolaşımını sağlamak, 2) evaporatörden alçak basınçta ve kızgın buhar halinde çıkan soğutucu akışkanı emerek yüksek basınçta kondenserde yoğunlaşmasını sağlamak için sıkıştırma işlemi yapmaktır.

Soğutma kompresörleri buhar sıkıştırmaya göre tasarlanmıştır. Soğutma kompresörlerine akışkanın sıvı olarak gelmesi istenmez. Sıkıştırma işlemi esnasında kompresörlere sıvı yürümesinin önlenmesi için özel önlemler alınır. Buharlaştırıcıdan çıkan buharı yoğunlaşma basıncına çıkarmak için, farklı tiplerde kompresörler kullanılmaktadır. Soğutma sistemlerindeki kompresörler gövde yapılarına göre üç ve sıkıştırma mekanizmalarına göre ise beş grup altında incelenebilir.

A) Gövde yapılarına göre mekanik soğutma kompresörleri

- 1) Açık tip kompresörler
- 2) Hermetik kompresörler
- 3) Yarı-hermetik kompresörler

Açık tip kompresörler; dış tahrik, genellikle elektrik motoru veya bazen bir motor olabilir (örneğin dizel motor). Kompresör kayış tahrikli veya dişli tahrikli olabilir. Açık tip kompresörler normalde orta ve büyük kapasiteli soğutma sistemlerinde bütün soğutucu akışkanlar ve özellikle amonyak için özel tercih edilirler. Amonyak, hermetik motorlarda kullanılan malzemeleriyle uyumlu olmadığından dolayı açık tip kompresörlerde kullanılır. Açık tip kompresörlerin; verimi yüksek, yapıları esnek, kompresör başlıkları daha kolay soğutulur ve tamir-bakım hizmetleri daha kolay olmaktadır. Olumsuz yanı ise milin bağlantı yerindeki contadan akışkan kaçaqları tamamen önlenememektedir. Bu nedenle, açık tip kompresör kullanılan soğutma sistemleri soğutucu akışkan sızıntısına karşı önlem alınmalıdır ve contaların değiştirmek için düzenli tamir-bakıma ihtiyaç vardır. Şekil 2.15’de açık tip kompresörler gösterilmektedir.



Şekil 2.15 Açık tip kompresörler

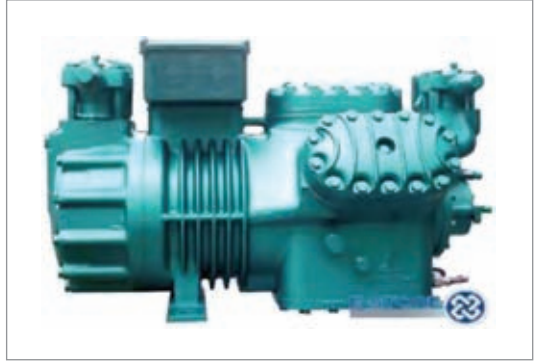
Hermetik kompresörlerde; soğutucu akışkan kaçaıklarını engellemek için motor ve kompresör aynı gövde içine yerleştirilmiştir. Soğutucu akışkan giriş-çıkış ve güç giriş noktaları için kaynaklı bağlantılar bulunmaktadır. Bu tür kompresörlerden soğutucu akışkanın kaçması söz konusu değildir. Bütün motorlarda endüksiyon akımı ve sürtünmeden dolayı güç kaybı oluşur. Benzer şekilde kompresörler de sürtünmeden ve aynı zamanda sıkışma esnasında sıcaklığının artmasından dolayı güç kaybına uğrarlar. Açık tip kompresörlerde, kompresörün ve elektrik motorunun verimli çalışması için hava ile soğutulması sağlanır. Hermetik kompresörlerde hem kompresör hem de motor tek bir gövde içinde olduğundan dolayı, ısıyı uzaklaştırma daha zordur. Bu nedenle, emiş gazı kompresöre girmeden önce motor ve kompresörün üzerinden geçirilerek etkin bir soğuma gerçekleştirilir. Bu işlem motorun fazla ısınmamasına neden olur. Motor sargıları soğutucu akışkanla doğrudan temas eder. Bu yüzden hermetik kompresörlerde kullanılan soğutucu akışkanların elektriği iletme direncinin yüksek olması istenir. Soğutma kapasitesi soğutucu akışkanın debisine, sıcaklığına ve ısıl özelliklerine bağlıdır. Eğer debi yeterli değil ve/veya sıcaklık yeterince düşük değilse, motorun sarımının üzerindeki izolasyon yanabilir veya sargılarda kısa devre oluşabilir. Bu nedenle, hermetik kompresörler tasarım sıcaklığı şartlarında tatmin edici ve güvenli performans değerleri vermektedir. Ancak tasarım dışı koşullarda verimleri çok düşük olduğundan bu şartlarda çalıştırılmaları önerilmemektedir. Şekil 2.16'da hermetik tip kompresörler gösterilmektedir.



Şekil 2.16 Hermetik tip kompresörler

Soğutma etkisinin bir kısmı motor ve kompresörün soğutulmasında kullanıldığı için, hermetik kompresörlerin EER değerleri açık tip kompresöre göre daha düşüktür. Bununla birlikte, hermetik kompresörler neredeyse dünyanın her yerinde ev tipi buzdolapları, su sebilleri, klimalar gibi küçük kapasiteli sistemlerde çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Buna ilave olarak, genleşme elemanı olarak kılcal boru kullanılan ve kritik gaz şarjı yapılan (küçük kapasiteli sistemler) sistemlerde hermetik kompresörlerin kullanılması idealdir. Hermetik kompresörler tamir edilmezler, gerektiğinde yenisi ile değiştirilirler. Değiştirme yapılırken aynı özellik ve kapasitede kompresör kullanılması gereklidir.

Yarı-hermetik kompresörler ise, genellikle daha büyük kapasiteli soğutma sistemlerinde kullanılırlar. Hermetik ve açık tip kompresörlerin arası, bir sınıfı temsil etmektedirler. Silindir başlıkları çıkartılabilir ve tamir edilirler. Bu şekilde vanaların ve pistonların bakımı yapılmaktadır. Şekil 2.17’de yarı hermetik tip kompresörler verilmiştir.



Şekil 2.17 Yarı hermetik kompresörler

B) Sıkıştırma mekanizmalarına göre mekanik soğutma kompresörleri

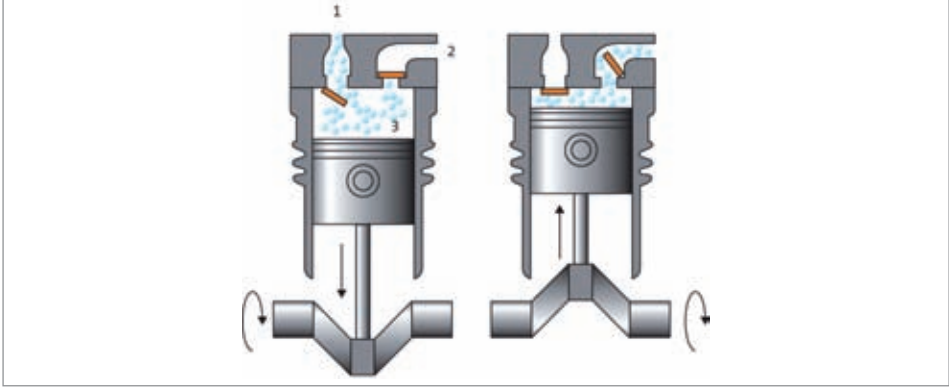
Buharı sıkıştırmak için çok farklı yöntemler vardır. Günümüze kadar sıkıştırma prensibine göre çok farklı tipte kompresörler geliştirilmiştir. Gerçek gruplandırmanın sıkıştırma veya çalışma prensiplerine göre yapılması daha uygundur. Örnek olarak pistonlu kompresörlerin hermetik, yarı hermetik ve açık tipleri bulunurken, sarmal kompresörlerin sadece hermetik ve yarı-hermetik tipleri mevcuttur. Sıkıştırma veya çalışma sistemlerine göre kompresörlerin beş farklı tipi vardır.

- 1) Pistonlu kompresörler
- 2) Dönel kompresörler
- 3) Vidalı kompresörler
- 4) Sarmal kompresörler
- 5) Santrifüj kompresörler

1. Pistonlu kompresörler

Pistonlu kompresörler günümüze kadar klima ve soğutma uygulamalarında en yaygın olarak kullanılan sıkıştırma elemanlarıdır. Son yıllarda uygulama alanına göre diğer kompresörler de yaygın kullanım alanı bulmaya başlamıştır. Mesela su soğutma gruplarında yaklaşık 1000 kW kapasiteye kadar vidalı, daha yüksek kapasiteli uygulamalarda santrifüj kompresörler kullanılmaktadır. Aynı şekilde hijyenik tip paket klima santrallerinde ve CO₂'li soğutma sistemlerinde sarmal kompresörler yaygın olarak kullanılmaktadır. Uygulama ve teknolojik gelişimlere göre kullanım oranları da değişmektedir. Soğutma sistemlerinde kullanılan pistonlu kompresörler; otomotiv motorlarına benzer piston ve silindir düzeneğine göre sıkıştırma işlemi yapan elemanlardır. Otomotiv motorlarında yakıt harcarak güç üreten pistonlu kompresörler, soğutma sistemlerinde elektrik harcarak soğutucu akışkanı sıkıştırırlar. Pistonlu kompresörlerde sıkıştırma işlemi silindir içerisindeki pistonun ileri-geri hareketi ile gerçekleşir. Tahrik motorunun oluşturduğu dairesel hareket krank-biyel mekanizması ile doğrusal harekete dönüştürülür. Pistonlu kompresörler piston ve silindir haricinde biyel kolu, krank mili, kompresör

gövdesi, ana yataklar, silindir kapakları, emiş ve basma valfları, segman ve diğer küçük bağlantı ve sızdırmazlık elemanlarından oluşmaktadır. Dış yapılarına göre pistonlu kompresörlerde hermetik, yarı-hermetik ve açık tip yapılar bulunmaktadır. Şekil 2.18’de pistonlu kompresörlerin sıkıştırma işlemi verilmektedir.



Şekil 2.18 Pistonlu kompresörlerin sıkıştırma işlemi

Üst Ölü Nokta (ÜÖN) Pozisyonundaki Piston:

Şekil 2.18’de görüldüğü gibi pistonun başlangıçta silindirin içinde üstte olduğunu düşünelim. Buna pistonun üst ölü nokta konumu denir. Bu konumda daha önce sıkıştırılmış olan soğutucu akışkan basma valfine gelir ve buradan sisteme gönderilir. Daha sonra piston, üst ölü nokta konumundan aşağı yönde hareket etmeye başlar. Bu aşamada basma vanası kapanır ve emiş vanası açılmış olur. Emiş borularından gelen soğutucu akışkan emiş valfinin açılması ile silindirin içine alınır. Piston aşağı doğru hareket ettikçe, silindirin içine alınan soğutucu akışkanın miktarı artar. Piston alt noktadaki konumuna ulaştığında, alt ölü nokta pozisyonunda olduğu söylenir. Bu konumda silindir veya kompresör tarafından maksimum miktarda soğutucu akışkan emilmiş olur.

Alt Ölü Nokta (AÖN) Pozisyonundaki Piston:

AÖN pozisyonunda, maksimum miktarda soğutucu madde soğutma sisteminin emiş hattından silindirin içine alınmıştır. Piston şimdi silindirin içindeki soğutucu akışkanın hacmi azaldığından dolayı yukarı doğru hareket etmeye başlar. Bu da soğutucu akışkanın sıkıştırılması ve dolayısıyla basıncının artmaya başlaması anlamına gelir. Silindirin içindeki soğutucu akışkanın basıncı yüksek olduğundan dolayı, emiş valfi kapanır. Krank milinin hareket etmesiyle, piston yukarı doğru hareket edip soğutucu akışkanı sıkıştırmaya devam eder. Soğutucu akışkan daha da sıkıştığında, basıncı artmaya devam eder. Sıkıştırma işleminin sonunda, basma valfi açılır ve soğutucu akışkan basma hattına veya kondensere gönderilir. Krank milinin dönme hareketinden dolayı, pistonun emme basma hareketi silindir içinde devam eder ve sonunda silindirin içindeki bütün soğutucu akışkanın basma hattına gönderildiği ÜÖN pozisyonuna ulaşır

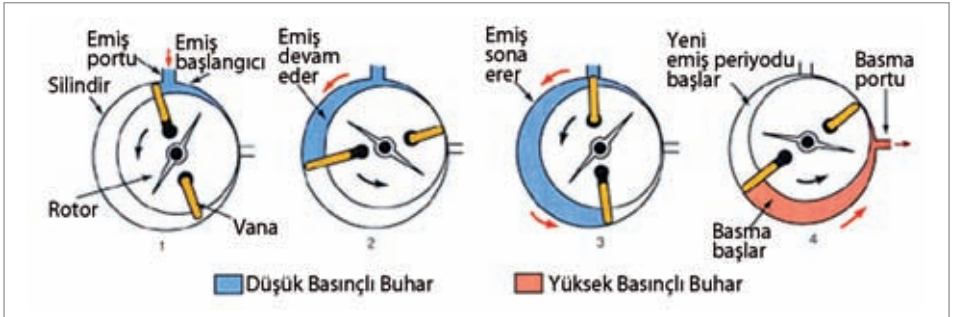
ve basma valfi kapanır. Bundan sonra piston tekrar AÖN pozisyonuna doğru hareket etmeye başlar ve kompresör çalışmaya devam eder.

Pistonun ve silindirin üst konumları arasında biraz boşluk kalır. Bu hacme “boşluk hacmi” adı verilir. Bu hacim aynı zamanda alttaki AÖN pozisyonunda da mevcuttur. Böylece pistonun içinde iki tane piston darbesi olur. Bunlar emme darbesi ve basma darbesidir. Krank milinin her darbesinde silindirin içinde bir emme darbesi ve bir de basma darbesi oluşur. Evaporatör ve kondenser basınçlarına göre pistonlu kompresörlerde verimi etkileyen temel parametreler aşağıda verilmektedir.

- a) Süpürme hacmine göre kompresörün kütleli debisi,
- b) Kompresörün harcadığı güç,
- c) Kompresörün çıkış sıcaklığı,
- d) Kısmi yüklerdeki çalışma performansı.

2. Dönel (paletli) kompresörler

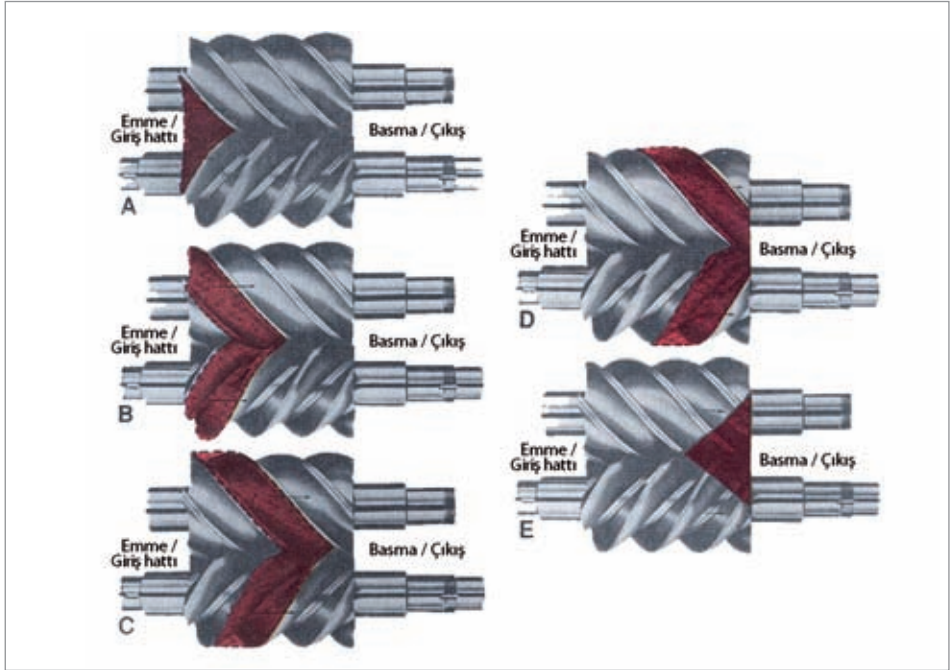
Klima cihazlarında kullanılan kompresör modellerinden biridir. Az yer kaplaması, pistonlu kompresörlere oranla daha az enerji harcaması ve daha sessiz çalışmaları en büyük avantajları olmuştur. Dönel kompresörlerde, silindirin içindeki rotorun dönme hareketiyle soğutucu akışkanın sıkıştırma işlemi gerçekleşir. Rotor bir milin etrafında (merkezin dışında) merkezkaç hareketiyle döner. Böylece silindirin bu kısmı her zaman silindirin iç yüzeyine temas eder. Yayla çalışan kanatçık her zaman rotora sürtünür. İki tane temas noktası silindirin içinde sürekli hacmi değişen iki farklı bölme oluşturur. Rotor dönerken belli bir noktada giriş valfi açılır ve bir miktar soğutucu akışkan, silindir içinde oluşturulan bölmelerden birine emilerek alınır. Silindir dönmeye devam ettikçe, soğutucu akışkanın bulunduğu bölmenin hacmi azalır ve soğutucu akışkan sıkışır. Basma valfi açık hale geldiğinde, yüksek basınçlı soğutucu akışkan basma valfini açılmaya zorlar ve soğutucu akışkan sisteme gönderilir. Soğutucu akışkanı emme ve sıkıştırma işlemi aynı anda olduğu için dönel veya rotary kompresörler çok verimlidir. Şekil 2.19’da dönel (paletli) kompresörlerin sıkıştırma işlemi verilmektedir.



Şekil 2.19 Dönel (paletli) kompresörlerin sıkıştırma işlemi

3. Vidalı kompresörler:

Vidalı kompresörlerde bir çift sarmal rotor kullanır. Rotorlar döndükçe uçlarındaki interlob boşlukları kapatılarak birbirine geçer. Giriş ucundaki bir interlob alan açıldıkça, soğutucu akışkan içeri doğru emilir. Rotorlar dönmeye devam ettikçe, interlob alan içine alınan soğutucu akışkan rotorların uzunluğu boyunca sıkıştırılır. Sonuçta interlob alanın hacmi azalır ve soğutucu akışkan sıkışır. İnterlob diğer uca (erkek ve dişi) ulaştığında soğutucu akışkan sıkıştırılmış olur. Şekil 2.20’de vidalı kompresörlerin soğutucu akışkanı sıkıştırma işlemi gösterilmektedir.

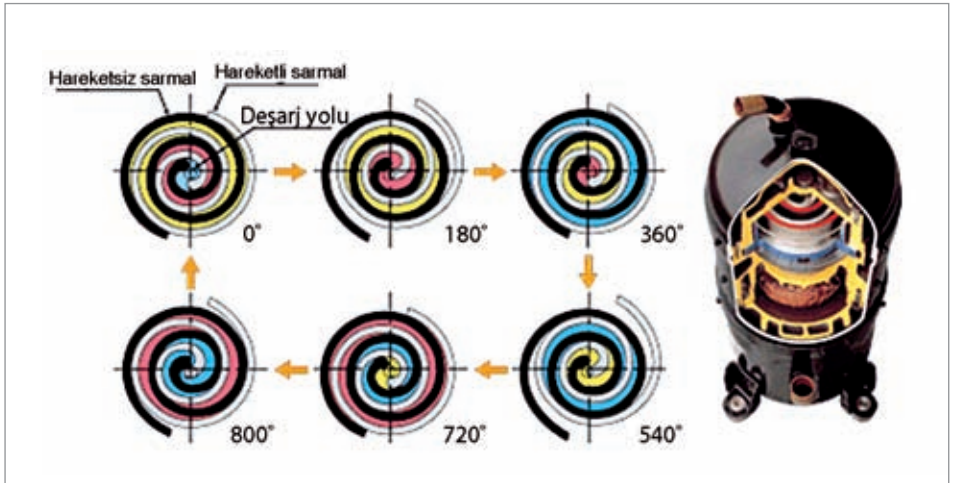


Şekil 2.20 Vidalı kompresörlerin sıkıştırma işlemi

4. Sarmal (Scroll) kompresörler:

Son yıllarda klima cihazlarında çok sık rastladığımız kompresör modelidir. Sessiz çalışmaları ve düşük enerji sarfiyatları en büyük özellikleridir. Daha çok küçük tip split klima cihazlarında kullanılır. Her biri spiral şeklinde olan iki metal levhadan oluşur. Levhanın biri sabit, diğeri ise dönme hareketi yapar. İki spiral, alın altına dönerken buhar spiralin merkezine doğru sıkıştırılır. Sarmal kompresörler tam ve yarı hermetiktir. Spiral seti, kavrama, motor ve yatakları, silindirik şeklinde kaynaklı çelik bir gövde içine yerleştirilmiştir. Hava koşullandırma ve soğutmada kullanılan spiral kompresörlerin çoğu dikey konumlandırılmış, spiral çark setleri motor milinin üst ucuna monte edilmiştir. Değişik üreticilerin sarmal kompresörleri arasında yapısal farklılıklar olmasına rağmen temel özellikleri farklı değildir. Sarmal kompresörlerin korunması basittir ve diğer kompresör tiplerindeki korumadan çok farklı değildir.

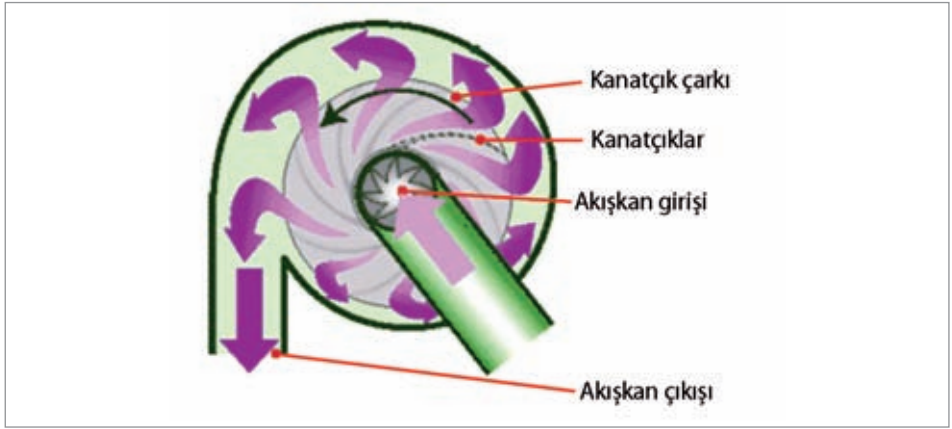
Sarmal kompresörler; aşırı basınç, aşırı sıcaklık artışı, ters dönme ve kompresöre sıvı yürümesine karşı korunmalıdır. Tam ve kısmi yüklerde verimleri iyidir. Çok az sayıda hareketli parçaları olduğu için sessiz çalışırlar. Titreşim seviyeleri oldukça düşüktür. Sızdırmazlıkları iyi hareketli parçalar arasında sürtünme seviyesi düşüktür. Hermetik yapıları olduğu için kompresör arızalarının sahada giderilmesi çok zordur. Şekil 2.21’de sarmal kompresörlerin sıkıştırma işlemi verilmektedir.



Şekil 2.21 Sarmal kompresörlerin sıkıştırma işlemi

5.Santrifüj kompresörler

Santrifüjlü kompresörler merkezkaç kuvvetini kullanarak sıkıştırma işlemini gerçekleştirir. Buhar yüksek devirde dönen çarkın merkezinden emilir ve merkezkaç kuvveti ile çıkış tarafına atılır. Çarkın dışında salyangoz biçimindeki zarf yardımıyla buhar basınçlı olarak basma tarafına yönlendirilir. Santrifüjlü kompresörler büyük hacimli soğutucu akışkanları çok düşük basınçlara sıkıştırmaya çok uygundur. Bir çarkın ürettiği sıkıştırma kuvveti küçüktür. Böylece santrifüjlü kompresörlerde genellikle seri olarak dizilmiş birden fazla çark kullanılır. Santrifüjlü kompresörler basit tasarımı ve az sayıda hareketli parçasından dolayı tercih edilirler. Bu kompresörlerin sıkıştırma oranı yüksek değildir, ancak buhar debisi yüksektir. Şekil 2.22’de santrifüj kompresörlerin sıkıştırma işlemi gösterilmektedir.



Şekil 2.22 Merkezkaç kompresörlerin sıkıştırma işlemi

2.3.2 Kondenserler

Soğutma sistemlerinde akışkanın ortama ısı atarak kızgın buhar halindeki akışkanın sıvı hale geçmesini sağlayan elemanlara kondenser adı verilir. Teorik olarak kondenserden atılan ısı evaporatörden çekilen ve kompresörde harcanan enerjilerin toplamına eşittir.

$$Q_{\text{kondenser}} = Q_{\text{kompresör}} + Q_{\text{evaporatör}}$$

Yalnız soğutma amaçlı kullanılan sistemlerde kondenser kapasitesi evaporatörden daima büyüktür. Kondenser kapasite fazlalığı sistemde kullanılan akışkana, yoğunlaşma basıncına, evaporatör basıncına ve kompresör tipine göre değişmektedir. Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerinde üç farklı tip kondenser kullanılmaktadır;

- 1) Yoğuşurma akışkanı olarak havanın kullanıldığı **hava soğutmalı kondenserler**
- 2) Yoğuşurma akışkanı olarak suyun kullanıldığı **su soğutmalı kondenserler**
- 3) Hava ve suyun bir arada kullanıldığı **evaporatif kondenserler**.

Hava soğutmalı kondenserler

Hava soğutmalı kondenserlerde ısı transferi üç safhadan oluşmaktadır. Bunlar soğutucu akışkanın kızgınlığının alınması, faz değişimi (yoğuşurma) ve sıcaklığın yoğuşma sıcaklığının altına düşürülmesi (subcooling) olarak ifade edilebilir. Kondenser yüzey alanının yaklaşık %85'i yoğuşurma (kondenserin asıl görevi) işlevine hizmet eder. Kızgınlığının alınması için %5 ve subcooling için ise harcanan yüzey alanı yaklaşık %10 olmaktadır. Hava soğutmalı kondenserlerde yoğuşan soğutucu akışkanı kondenserden almak ve depolamak üzere özellikle basınç düşürücü olarak Termostatik Genleşme Valfi (TXV) ve Elektronik Genleşme Valfi (EEV) kullanılan sistemlerde bir sıvı tankı ile kullanılması usul haline gelmiştir. Buradaki amaç, kondenser yoğuşma basıncını artırmamak ve kondenserin faydalı alanını sıvı depolaması için harcamamaktır.

Halokarbon akışkanlar için genellikle alüminyum boru/alüminyum kanat, bakır boru/alüminyum kanat, bakır boru/bakır kanat ve bakır veya çelik boru/çelik kanat olmak üzere daha farklı tiplerde imal edilirler. Alüminyum alaşımı boru/kanat imalatlarına da rastlamak mümkündür. Kullanılan boru çapları 1/4" ile 3/4" arasında değişmektedir. Kanat sayısı beşer metrede 160 ile 1200 arasında değişir, fakat en çok kullanılan sıklık sınırları 315 ile 710 arasında kalmaktadır. 2,5 m/s hava geçiş hızında bu tip havalı kondenserlerin kanatçık yüzey alanı, 3,5 kW soğutma için 9 ila 14 m² arasında değişmektedir. Çok küçük, tabii hava akışlı kondenserler hariç tutulursa, hava ihtiyacı ortalama 1 kcal/h için 0,34 ile 0,68 m³/h arasında değişmekte olup bunun için gerekli olan fan motor gücü 1000 kcal/h için 0,03 ile 0,06 HP civarında olması istenmektedir. Fan devirleri 900 ile 1400 devir/dak. arasında olmalıdır. Kondenser fanları genellikle aksiyal tip olur, sessiz olması istenen yerlerde radyal tip kullanılabilir. Soğutucu akışkan yoğuşma sıcaklığı ise, hava giriş sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı ortalama 10-20°C aralığında olmalıdır. Genelde boruların durumu; kanat aralıkları, derinlik (boru sırası) alın alanı gibi dizayn özellikleri, rakım hava debisi ihtiyacını, hava direncini ve dolayısıyla fan büyüklüğü, fan motor gücünü, hatta grubun ses seviyesi ve dolayısıyla maliyetleri de etkileyecektir. Bugünkü kondenser tasarım şekli kızgın buhar akışkanın üstten bir kollektörle birkaç veya daha fazla müstakil devreye girmesi, yoğuştuğu yer çekimi kuvveti ile aşağı doğru inmesi ve aşırı soğutma sağlanarak çıkışta bir kollektörden alınması şeklindedir. Hava soğutmalı kondenserler, grup tertip şekline göre; kompresör ile birlikte gruplandırılmış ve kompresörden uzak bir mesafeye konulacak tarzda tertiplenmiş (split kondenser) olmak üzere iki grupta toplanmaktadır. Kondenserden hava geçişi düşey ve yatay yönde olacak tarzda düzenlenebilir. Diğer yandan, hava fanı, havayı emici veya itici etkiyle hareketlendirecek şekilde konulabilir. Bir soğutma sisteminin bekleneni verebilmesi, büyük ölçüde yoğuşma basınç ve sıcaklığının belirli sınırlar arasında tutulabilmesiyle mümkündür.

Isı transferi şekline bağlı olarak kondenserdeki ısı geçirme katsayıları ile sıcaklık farkı değişik olmaktadır. Ancak kızgınlığın alınması esnasında ortalama sıcaklık farkının fazlalığına karşı daha düşük bir ısı transferi katsayısı mevcut olmaktadır. Fakat aşırı soğuma sırasında bunun aksine sıcaklık aralığı daha az ve ısı geçirme katsayısı daha fazla olacaktır. Yoğuşma sırasında ise her iki değer de alt-üst seviyelerinin arasında bulunacaktır. Son yıllarda devir kontrollü fanların kullanılması ve yüksek ısı geçirme katsayıları sağlayan lamellerin geliştirilmesiyle çok daha büyük kapasitelerde hava soğutmalı kondenserler kullanılmaktadır. Şekil 2.23’de çeşitli tipte hava soğutmalı kondenserler gösterilmektedir.

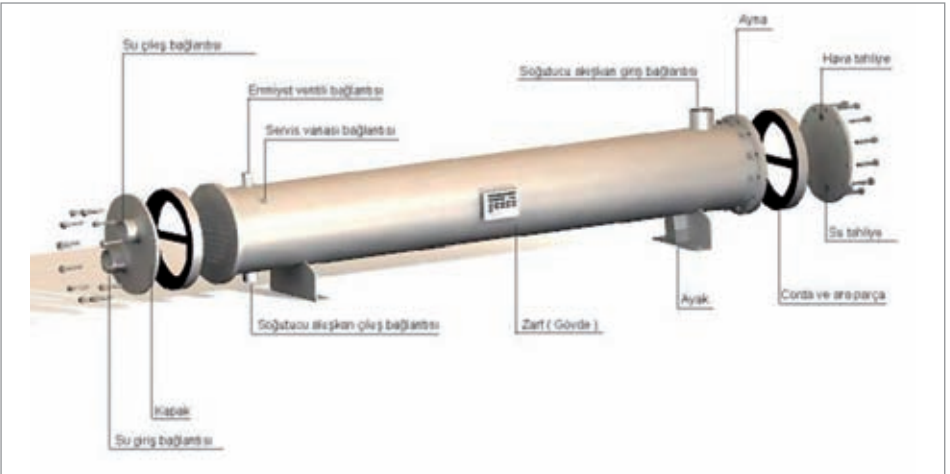


Şekil 2.23 Hava soğutmalı kondenserler (Friterm A.Ş.)

Su Soğutmalı Kondenserler

Su soğutmalı kondenserler bilhassa temiz suyun bol miktarda, ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilir. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde genellikle tek seçim olarak düşünülür. Su soğutmalı kondenserlerin tasarımı ve uygulamasında boru malzemesinin ısıl geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, su devresinin basınç kaybı, soğutucu akışkanın aşırı soğuma değeri gibi hususlar göz önünde bulundurulmalıdır. Bakır boru kullanılan kondenserlerde halojen tipli soğutucu akışkanlar için genellikle borunun et kalınlığı azdır. Bakırın ısı geçirgenliği de yüksek olduğu için kondenserin tüm ısı geçirme katsayısına iletimin (kondüksiyonun) etkisi azdır ve bu katsayı daha ziyade dış (soğutucu akışkan tarafı) ve iç (su tarafı) film katsayılarının değerine bağlı olur. Bazı durumlarda içten veya dıştan yivli borular kullanılır. Et kalınlığı daha fazla ve ısıl geçirgenliği daha az (demir boru gibi) olan

borular kullanıldığında, örneğin amonyak kondenserlerinde, borudaki iletimli ısı geçişi de tüm ısı geçirme katsayısına oldukça etken olur. Kirlenme katsayısı, kullanılan suyun zamanla su tarafındaki ısı geçiş yüzeylerinde meydana getireceği kalıntıların ısı geçişini azaltıcı etkisini dikkate almak gerekmektedir. Kirlenme katsayısını etkileyen faktörler kullanılan suyun, içindeki yabancı maddelerin özellikleri, yoğuşma sıcaklığı, belli aralıklarla kondenser borularının temizlenmesi ve kullanılan temizleyici kimyasalların özelliklerine bağlıdır. Özellikle 50°C'nin üzerindeki yoğuşma sıcaklıkları için kirlenme katsayısı, uygulamanın gerektirdiğinden biraz daha yüksek alınmalıdır. 38°C'nin altındaki yoğuşma sıcaklıklarında ise bu değer normalin biraz altında alınabilir. Su geçiş hızının düşük olması kirlenmeyi hızlandırır ve 1 m/s'den daha düşük hızlara izin verilmemelidir. Yüzey kalıntıları periyodik olarak temizlenmediği zaman kirlenme olayı gittikçe hızlanacaktır, çünkü ısı geçirme katsayısı zamanla azalacak ve gerekli kondenser kapasitesi ancak daha yüksek yoğuşma sıcaklığında sağlanabilecektir. Bu ise kirlenme olayına sebebiyet verecektir. Artan kirlenme ile su tarafı direncinin artacağı ve bunun sonucu su debisinin azalarak yoğuşma sıcaklığını daha da artıracacağı bilinmelidir. Su soğutmalı kondenserler, genellikle “Shell & Tube” tip olarak imal edilirler. Bu tip kondenserlerde boruların içinden su geçerken, boruların dış tarafında (gövde içinde) soğutucu akışkan bulunur. Bu tip kondenserler iki aynalı olarak imal edilirler. Kapakların sökülmesiyle mekanik olarak veya kimyasal yıkama ile temizlenebilirler. Bu tip kondenserlerde genellikle içten yiv setli ve dıştan ise yüksek finli bakır borular kullanılır. Amonyak kondenserlerinde ise dikişsiz çelik çekme borular kullanılır. Bu kondenserlerde gövdenin üst tarafındaki bağlantı; kompresör basma hattından gelen buhar fazındaki soğutucu akışkan girişi, gövdenin alt tarafındaki bağlantı ise sıvı çıkış bağlantısıdır. Bu bağlantılar genellikle birbirlerine göre ters taraftadır. Bu tip kondenserlerde gövde içinde boru boyuna bağlı olarak bir veya iki adet perde bulunur. Şekil 2.24’de su soğutmalı Shell & Tube tip kondenser verilmektedir.



Şekil 2.24 Su soğutmalı shell & tube tip kondenser

Su soğutmalı kondenserler; boru içindeki su hızına bağlı olarak genellikle iki geçişli veya dört geçişli olarak imal edilirler. Su soğutmalı kondenserlerde boru içindeki su hızının 1 m/s ile 2,6 m/s arasında olması tavsiye edilir. Kullanılan soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak kondenserlerin soğutucu akışkan tarafı 30 ile 43 bar, su tarafı ise 10 bar basınç altında sızdırmazlık testine tabi tutulur.

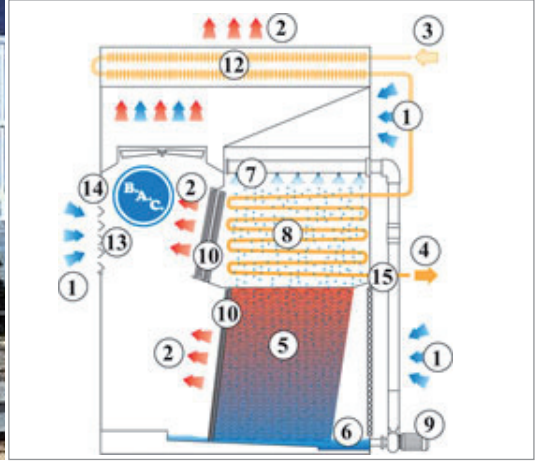
Deniz Suyu Soğutmalı Kondenserler

Bu tip kondenserler deniz kenarında kurulu tesislerde veya gemilerin ihtiyacı olan (marine tip) soğutma tesislerinde kullanılırlar. Bu tip kondenserler tasarım şekli açısından su soğutmalı kondensere büyük benzerlik göstermekle beraber, kullanılan malzemeler, uygulamadaki farklılık ve marine uygulaması sebebiyle ihtiyaç duyulan bazı tasarım farklılıkları sebebiyle su soğutmalı kondenserlerden ayrılırlar. Bu tip kondenserlerde dikkat edilmesi gereken en önemli husus, deniz suyu sebebiyle meydana gelen elektroliz etkisini ortadan kaldırmaktır. Bu sebeple bu tip kondenserlerde, uygun malzemelerin kullanılması ve kondenserin anot ile teçhiz edilmesi gereklidir. Bu tip kondenserlerde genellikle üzeri koruyucu kaplı gemi sacından veya deniz suyuna dayanıklı paslanmaz çelik malzemeden aynalar ve kapaklar, bakır-nikel alaşımlı özel borular ve çinko anot kullanılır.

Gemilerde kullanılan kondenserlerin (marine tip) tasarımı dikkat edilmesi gereken önemli bir husus vardır. O da, gemilerde seyir esnasındaki dalgalanmaları göz önüne alarak kondensere soğutucu akışkan girişinin üst kısmın orta tarafından yapılması ve bir tarafa likit yığılmasının önlenmesi için, alt taraftaki sıvı çıkış bağlantısının her iki uçta birer adet olmak üzere iki adet yapılması gerektiğidir. Daha sonra bu iki sıvı çıkışı, boru bağlantısı ile orta kısımda birleştirilerek, sıvı hattına devam edilir. Deniz suyu soğutmalı kondenserlerde boru içindeki su hızı 1 m/s ile 2,2 m/s arasındadır.

Evaporatif Kondenserler

Evaporatif kondenserler su ve havayı birlikte kullanarak akışkanın yoğunlaşmasını sağlayan elemanlardır. Evaporatif tip kondenserler endüstriyel soğutma tesislerinde yoğunlaştırıcı olarak kullanılmaktadır. Evaporatif kondenserlerin kapasitesi, soğutma sistemindeki evaporatörün kapasitesi ve kompresör giriş gücü, kondenser yoğunlaşma sıcaklığı ve dış ortamın yaş termometre sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Kompresörden gelen kızgın buhar halindeki akışkan 1 nolu noktadan girer ve 7 no'lu noktadan sıvı olarak çıkması istenir. Kondenser serpantini üzerine su dağıtım nozulları vasıtasıyla su püskürtülür ve diğer taraftan fan yardımı ile alınan hava yine kondenser serpantini üzerinden geçirilir. Su buharlaşırken ısı çekerek akışkanın faz değiştirmesine yani sıvı hale geçmesine neden olur. Hava dışarı atılırken damla tutucu sayesinde hava içerisinde su damlacıkları tutulur ve fazla su kaybı önlenmiş olur. Şekil 2.25'de evaporatif kondenser ve elemanları gösterilmektedir.



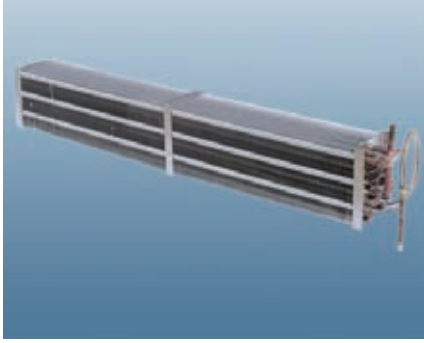
Şekil 2.25 Evaporatif kondenser ve elemanları

- | | |
|-----------------------|--------------------------------------|
| 1. Hava girişi | 8. Serpantin |
| 2. Hava çıkışı | 9. Su pompası |
| 3. Buhar girişi | 10. Su tutucular |
| 4. Sıvı çıkışı | 12. Kanatlı serpantin |
| 5. Islak yüzey | 13. Hava modülasyon giriş damperleri |
| 6. Soğuk su haznesi | 14. Servo motor |
| 7. Su dağıtım sistemi | 15. Basınç transmittleri |

2.3.3 Evaporatörler

Evaporatörler, genleşme elemanında basıncı düşürülen ve düşük sıcaklıklarda buharlaşan akışkanın, ısı çekerek soğutmayı gerçekleştirdiği elemandır. Diğer bir ifadeyle, evaporatör bir soğutucudur. Evaporatörler kullanım alanı ve uygulamasına göre çeşitli tiplerde dizayn edilmektedir. Kondenserden direkt olarak veya soğutucu akışkan deposundan geçerek genleşme valfinde adyabatik olarak genişletildikten sonra evaporatöre sıvı-buhar karışımı şeklinde giren soğutucu akışkanın girişte büyük bir kısmı sıvı haldedir. Evaporatör çıkışında ise akışkanın tamamen buhar halde olması istenir. Soğutma işlemi, sıvı haldeki akışkanın evaporatörde buharlaşarak ortamdan ısı çekmesi ile gerçekleşmektedir.

Evaporatörleri, basitçe doğal ve zorlanmış taşınımli olarak sınıflandırmak mümkündür. Doğal taşınımli soğutucu akışkan, sıcak ve soğuk akışkan arasındaki yoğunluk farkından dolayı hareket eder. Genellikle düşük kapasiteli soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Uygulamada farklı tiplerde doğal taşınımli evaporatörler mevcuttur. Şekil 2.26'da doğal taşınımli evaporatör (vitrin soğutucu) gösterilmektedir.



Şekil 2.26 Vitrin soğutucu

Zorlanmış taşınımlı evaporatörlerde ise, soğutulan hava bir fan veya bir vantilatör vasıtasıyla soğutulacak ortama basılır. Cebri hava sirkülasyonu evaporatörler daha az ısı geçiş alanı ile daha yüksek kapasiteler sağlayabilmektedir. Uygulamanın durumuna uygun ise daima tercih edilirler. Hava hareketi çoğunlukla aksiyal/pervane tipi bazen de radyal/santrifuj tip (kanalla hava iletimi ve aşırı basınç kaybı mevcutsa) vantilatörlerle sağlanmaktadır. Bu cihazlar soğutucu serpantin (evaporatör) hava vantilatörü ve damlama tavası ile sac dış muhafazadan meydana gelmektedir. Hava vantilatörü, üfleyici ve emici şekilde çalışacak tarzda yerleştirilebilir. Cebri hava hareketi evaporatörleri üç ana grupta toplamak mümkündür;

- Düşük hızlı soğutucular: Hava hızı 1-1,5 m/s arasında,
- Orta hızlı soğutucular: Hava hızı 2,5-4 m/s arasında,
- Yüksek hızlı soğutucular: Hava hızı 4-10 m/s arasında olmaktadır.

Bu ünitelerin içerisinde, CFC, HCFC, HFC ve karışımları, amonyak, propan, karbondioksit, su, su/glikol karışımı, vb. farklı soğutucu akışkanlar kullanılabilir. Kanatlarda karlanmanın önlenmesi için çeşitli defrost yöntemleri kullanılır. Düşük sıcaklık uygulamalarında evaporatör altındaki su toplama tavası ve tahliye boruları için de defrost uygulaması önerilmektedir. Evaporatörler gaz (genellikle hava), sıvı (su, salamura, antifriz, metilen glikol, kimyasal akışkanlar, vb.) ve katı (buz, buz paten sahası, katı gıdalar, granül malzemeler, metaller, vb.) haldeki maddeleri soğutmak için kullanılırlar. Uygulamada yapılacak işleme göre çok farklı tipde evaporatör tasarımı yapılmaktadır. Endüstriyel oda soğutucularının bazı tipleri şekil 2.27’de verilmektedir.



Standart oda soğutucuları tavan tipi oda soğutucuları



Endüstriyel evaporatörler



Şok evaporatörler Su-glikollü evaporatörler

Şekil 2.27 Farklı tipdeki endüstriyel evaporatörler. (Friterm A.Ş.)

Endüstriyel soğutma gruplarında evaporatör buharlaşma sıcaklığı ile oda sıcaklığı ve bağıl nem değerlerine göre Eurovent ENV 328’de tanımlanan DT1 şartları Tablo 2.1’de verilmektedir.

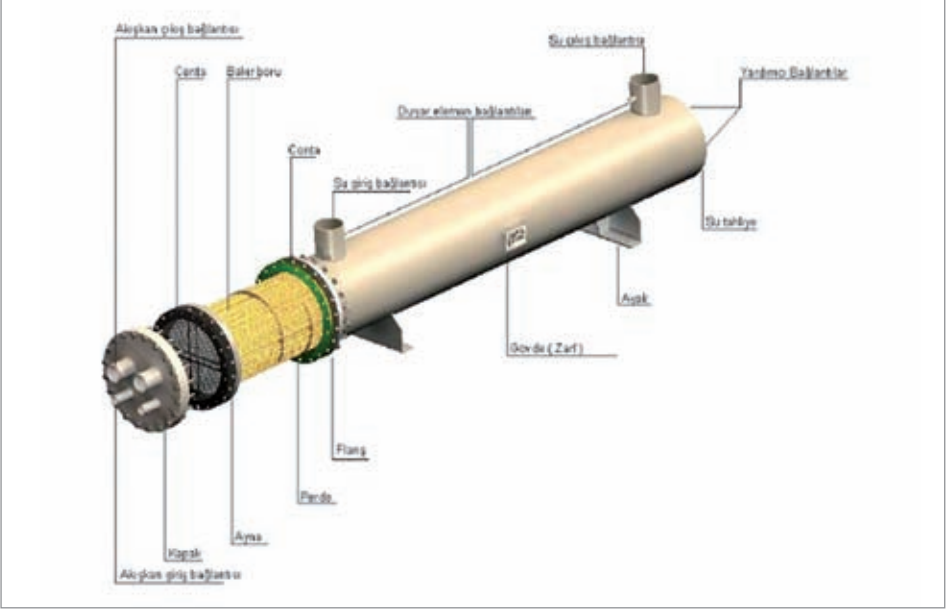
Tablo 2.1. Eurovent ENV 328’de tanımlanan DT1 Şartlar

	Oda bağıl nemi (%)	Oda sıcaklığı (°C)	Buharlaştırma sıcaklığı (°C)	Sıcaklık Farkı (°C)
SC1	85	10	0	10
SC2	85	0	-8	8
SC3	95	-18	-25	7
SC4	95	-25	-31	6
SC5	95	-34	-40	6

Soğutma gruplarında kullanılan evaporatörleri ise; Shell & Tube ve plakalı tip evaporatörler olarak iki gruba ayırmak mümkündür. Diğer taraftan Shell & Tube tip evaporatörler de kendi içlerinde direkt genleşmeli (DX) ve taşmalı (flooded) olarak ikiye ayrılabilir. Şekil 2.28’de shell ve tube evaporatörlerin yapısı gösterilmektedir.

Direkt Genleşmeli (DX) Evaporatörler

En yaygın olarak kullanılan evaporatör tipidir. Bu tip evaporatörlerde, gövde içinde bulunan bakır boruların içinden soğutucu akışkan geçerken, bakır boruların dış tarafından su veya salamura geçmektedir. Bu tip evaporatörler çift ve tek aynalı olup, genellikle tek aynalıları U-tip bakır boru firkete grubuna, çift aynalıları ise bakır düz boru tipine sahiptir. U-tip bakır boru firkete grupları sökülebilir yapıda oldukları için bakım ve temizlemeye imkan verirler. Gövde tarafı ile boru tarafı arasındaki sızdırmazlık; bakır boruların çelik ayna delikleri makine tozu denilen özel işlem usulüyle sabitlenir. Bu tip evaporatörlerde bakır boru firkete grubu üzerinde su yönlendirme perdeleri mevcuttur. Bu perdelerin konulmasının amacı, evaporatör gövdesi içinde sirküle eden sıvının türbülanslı bir akış ile hareket etmesi ve maksimum ısı transferinin sağlanmasıdır. Bu tip evaporatörlerde genellikle içten yivli bakır borular kullanılır. Bu evaporatörlerin gövdeleri üzerinde su giriş/çıkış bağlantıları, hava tahliye ve su boşaltma branşmanları ile duyar eleman cepleri bulunur. Bu tip evaporatörler kapasiteye ve tasarıma bağlı olarak 1, 2, 3 ve 4 gaz devreli olarak imal edilmektedirler.



Şekil 2.28 Shell & tube evaporatörlerin yapısı

Kullanılan soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak evaporatörlerin soğutucu akışkan tarafı 30 ile 43 bar, su tarafı ise 10 bar basınç altında sızdırmazlık testine tabi tutulur. Evaporatörler ısı kayıplarına karşı, çalışma şartlarına bağlı olarak uygun kalınlıkta ve özellikle izolasyon malzemesi ile izole edilmelidirler.

Taşmalı (Flooded) Evaporatörler

Soğutma sistemlerinde kullanılan taşmalı evaporatörler daha ziyade yüksek kapasiteler için uygun bir tercihtir. Söz konusu evaporatörler Shell & Tube tipinde imal edilirler. Uygulamada genellikle sıvı haldeki soğutucu akışkan boruların dışında (yani gövde içersinde), soğutulan su veya salamura ise boruların içinde bulunmaktadır. Taşmalı evaporatörler ayrıca gayet büyük hacimli sıvı tutucu separatörlerle teçhiz edilmişlerdir. Bu suretle gövde içinde buharlaşan sıvının, bir şekilde kompresöre yürümesi engellenmiş olmaktadır. Bu işlem evaporatörlerde soğutucu akışkan ile birlikte gelen yağın kompresöre döndürülmesi problemini ön plana çıkarır. Bu nedenle çalışma esnasında bünyesinde yağı birlikte taşımayan akışkanlar için taşmalı evaporatörler tercih edilir. Bu sebeple özellikle amonyak uygulamalarında bu tip evaporatörler kullanılır.

Diğer taraftan özellikle büyük kapasitedeki soğutucu akışkanlı sistemlerde de taşmalı evaporatörler kullanılmaktadır. Ancak bu evaporatörlerde yağın kompresöre döndürülmesi problemi vardır. Zira soğutucu akışkan sıvılarının yoğunluğu yağdan

daha fazla olduğu için, yağlar soğutucu akışkan sıvısının üstünde toplanır ve gittikçe boruların seviyesine doğru inerek soğutmayı yavaşlatır. Buna engel olmak için muhtelif tedbirler alınarak yağın kompresöre dönüşü sağlanmalıdır.

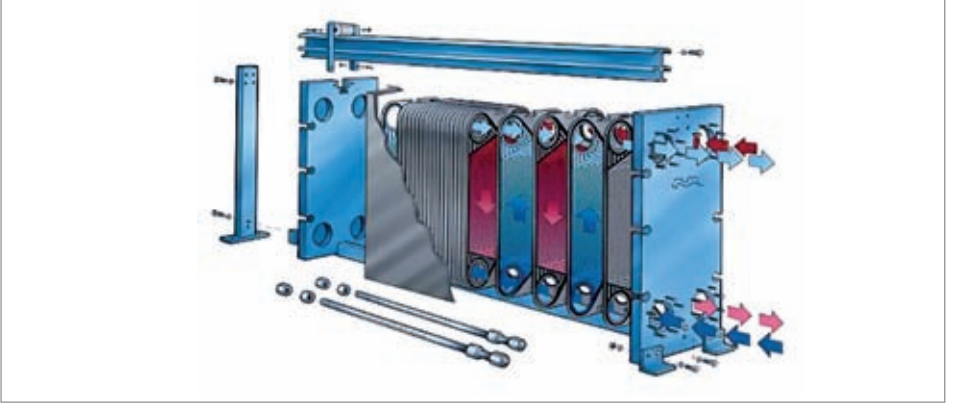
Taşmalı evaporatörlerin üzerinde manometre, hava tahliye vanası, sıvı seviyesini belli eden seviye borusu, sıvı giriş bağlantısı, gaz emiş bağlantısı, yağ tahliye vanası, soğutucu akışkan seviye kontrol sistemi, sıvı emniyet seviyesi kontrol sistemi, donma termostatu ve su giriş-çıkış bağlantıları bulunur.

Amonyaklı tip evaporatörlerde normal olarak dikişsiz çelik çekme borular kullanılır. Bu borular çelik aynalara kaynak usulü ile tespit edilirler. Soğutucu akışkan tip evaporatörlerde bakır veya bakır alaşımlı borular kullanılır. Bu borular, aynalara makineto usulü ile tespit edilirler. Soğutucu akışkanla çalışan evaporatörlerde kullanılan bakır veya bakır alaşımlı borular umumiyetle dıştan yivli borulardır.

Kullanılan soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak evaporatörlerin soğutucu akışkan tarafı 30 ile 43 bar, su tarafı ise 10 bar basınç altında sızdırmazlık testine tabi tutulur. Evaporatörler ısı kayıplarına karşı, çalışma şartlarına bağlı olarak uygun kalınlıkta ve özellikle izolasyon malzemesi ile izole edilmelidirler.

Plakalı Tip Evaporatörler

Soğutma gruplarında kullanılan evaporatör tiplerinden biri de plakalı tip evaporatörlerdir. Bu tip evaporatörlerin en büyük avantajı eşdeğer kapasitedeki Shell & Tube Tip evaporatörlere göre boyutlarının oldukça küçük olması dolayısıyla cihaz boyutlarının küçülmesi ve fiyat ucuzluğu sağlayabilmesidir. Su-su, su-yağ gibi birçok uygulamada oldukça başarılı olan plakalı eşanjörlerin, soğutucu akışkan-su yani evaporatör uygulamalarında bazı zaafıları mevcuttur. Bu tip eşanjörler kaynaklı olarak imal edilirler. Bu sebeple bu eşanjörlerin sökölerek mekanik olarak temizlenmeleri mümkün değildir. Dolayısıyla kullanılacak suyun çok iyi filtre edilmiş ve çöktelti oluşturmıyacak karakterde olması gereklidir. Ancak birçok tesiste bahsedilen özellikte suyun temin edilememesi sebebiyle çalışmaya başladıktan belli süre sonra kirlenme neticesinde donma olayı ile karşılaşılmalıdır. Bunun neticesinde ise gaz devresine su karışarak kompresöre, kondensere su yürümekte ve büyük hasarlara sebep olabilmektedir. Şekil 2.29 Plakalı tip evaporatör gösterilmektedir.



Şekil 2.29 Plakalı tip evaporatör

2.3.4 Basınç Düşürücüler

Genleşme elemanın temel görevi kondenserden gelen sıvı haldeki yüksek basınçtaki soğutucu akışkanın basıncını evaporatör basıncına düşürmektir. Genleşme valfi, soğutma sisteminin yük gereksinimine göre, soğutucu akışkanın akışını başlatan, durduran ve modüle eden soğutma kontrol ekipmanlarıdır. Genleşme valflerinden verimli şekilde faydalanabilmek için, sistem yabancı maddelerden, aşırı nemden ve korozyondan korunmalıdır. Valfi bu gibi etkilerden korumak için sisteme, pislik tutucu, filtre veya kurutucu eklenmelidir. Uygulamada çok farklı tiplerde basınç düşürücü kullanılmaktadır.

2.3.4.1. Kılcal Boru

Evaporatör yük değişiminin olmadığı küçük kapasiteli soğutma sistemlerinde basınç düşürücü olarak kullanılırlar. Evaporatör yük değişimlerine cevap veremez ve kızgınlık ayarları yoktur. Kılcal boru ucuz, hareketli parçası olmadığı için arıza yapma riski çok az olan bir genleşme elemanıdır. Kılcal borulu sistemlerde kompresör durduğu zaman yüksek basınç bölgesinden alçak basınç bölgesine akış devam edeceği için sistemdeki basınç belli bir süre içerisinde aynı değerlere ulaşabilir. Bu da kompresörün ilk kalkış anında daha az enerji harcamasına neden olur. Durma ve kalma arasındaki zaman kısa ise bu işlem çok önemli bir avantaj sayılmaz.

Kondenser ve evaporatör arasına konan; iç çapı ve uzunluğu sistemin kapasitesi, kullanılan akışkan, kondenser yoğunlaşma sıcaklığı ve evaporatör buharlaşma sıcaklığına göre belirlenen çok küçük çaplı genellikle bakır bir borudur. Kılcal boru olarak ifade edilmesi boru çaplarının çok küçük olmasındandır. Kılcal borular için kritik (doğru şarj miktarı) şarj çok önemlidir. Kılcal borulu sistemlerde akışkan şarj miktarı iyi belirlenmeli şarj miktarı belirlenen değerlerde olmalıdır. Aşırı şarj kompresöre sıvı

yürümesine neden olur. Sıvı olarak kartere dönen akışkan yağ ile karışabilir ve yağlama yağının özelliğinin kaybolmasına neden olabilir. Bunun sonucu kompresörün zarar görme olasılığı artmış olur. Şekil 2.30 Kılcal boru gösterilmektedir.



Şekil 2.30 Kılcal boru

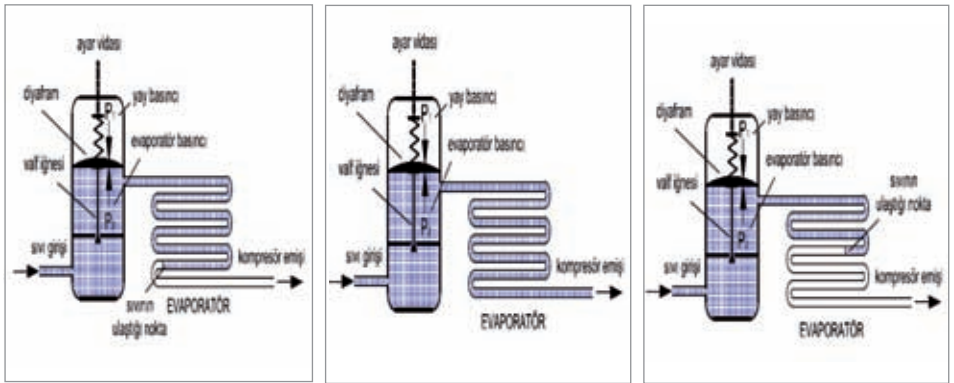
Basınç düşürücü olarak kılcal boru kullanılan soğutma sistemlerinde yardımcı eleman kullanılması en aza indirilmelidir. Özellikle sıvı tankı kullanılmamalıdır. Boru hatları mümkün olduğu kadar kısa olmalıdır. Kılcal borulu sistemlerde en iyi verim kondenser ile evaporatör bağlantılarının direkt yapıldığı uygulamalardır. Yani kılcal borulu sistemlerde sıvı hattı kullanılmamalıdır. Eğer iki eleman arası çok uzak, sıvı hattı kullanılması zorunluluğu varsa diğer basınç düşürücü elemanlar kullanılmalıdır.

Kılcal borulu sistemlerde sistem denge noktasının oluşturulması çok kolay olmamaktadır. Kılcal borulu sistemlerde kompresörün pompaladığı akışkan debisi ile kılcal borunun taşıyacağı akışkan debisi eşit olmalıdır. Kompresörün gönderdiği akışkan miktarı ile kılcal borunun taşıyacağı akışkan miktarı birbirine eşit olmazsa, sistem çalışma şartları tasarım şartlarına göre oluşmayacaktır. Eğer kılcal boyu normalden uzun veya dar seçilirse karşı direnç daha fazla oluşacağından kılcal borudan geçen akışkan miktarı kompresörün pompaladığı akışkan miktarından daha az olacaktır. Bunun sonucu evaporatöre giden akışkan miktarı azalacak ve evaporatör basıncı düşecektir. Aynı anda evaporatöre gönderilemeyen fazla akışkan kondenserin alt kısmında birikerek kondenser basıncının artmasına neden olacaktır. Bu işlem kondenser ile evaporatör arasındaki basınç farkının artmasına, dolayısıyla kılcal borudan geçen akışkan miktarının artmasına neden olacaktır. Sonuçta gerçek çalışma şartları tas-

rım şartlarında gerçekleşmeyecektir. Gerçek çalışma şartlarında, kondenser basıncı tasarım şartlarından fazla ve evaporatör basıncı da düşük olacaktır. Bu da sistemin istenilen değerlerde çalışmamasına ve sistem kapasitesinin düşmesine neden olacaktır. Diğer taraftan eğer kılcal boru boyu kısa veya çapı büyük seçilirse, kılcal boruda karşı direnç daha az oluşacağından evaporatöre aşırı miktarda akışkan girmesine neden olacaktır. Sonuç olarak evaporatöre sıvı halinde akışkan girişi, kompresöre sıvı yürümesi riskine yol açarken en olumsuzu ise evaporatörde tasarım basınç ve sıcaklık şartlarına ulaşamayacağından istenilen sıcaklık değerleri elde edilemeyecektir.

Kılcal boru girişleri, tıkanma ve donma ihtimali (eğer sistemde nem varsa) olan en hassas noktalardır. Bu yüzden genellikle kılcal borudan önce filtre kullanılır veya kılcal boru filtre ile imal edilir. Bu yüzden kılcal borunun iç çapının biraz büyük seçilerek kılcal borunun aynı basınç değerlerini karşılayacak değerde uzatılması, tıkanma problemlerinin azaltılması açısından uygun sonuçlar vermektedir.

2.3.4.2. Otomatik Genleşme Valfi: Evaporatör yük değişiminin çok az olduğu küçük ve orta kapasiteli soğutma sistemlerinde basınç düşürücü olarak kullanılır. Kılcal borulu sistemler ile termostatik genleşme valfleri arası uygulamalarda da kullanılmaktadır. Kılcal boruya göre farklılığı, farklı soğutma yükleri oluştuğu zaman elle evaporatör buharlaşma sıcaklığının ayarlanabilmesidir. Termostatik genleşme valflerinde olduğu gibi değişen yüklerle göre sistem kendi kendini kontrol edemez yani kızgınlık ayarı yapılamaz. Geçmişde çok fazla basınç düşürücü olarak kullanılan otomatik genleşme valfleri günümüzde pek kullanılmamaktadırlar. Fakat soğutma sistemlerinde farklı amaçlar için otomatik genleşme valfleri kullanılmaktadır. Şekil 2.31 otomatik genleşme vanasının evaporatördeki değişik yükler için çalışma şartları gösterilmektedir.



a) Yük normal

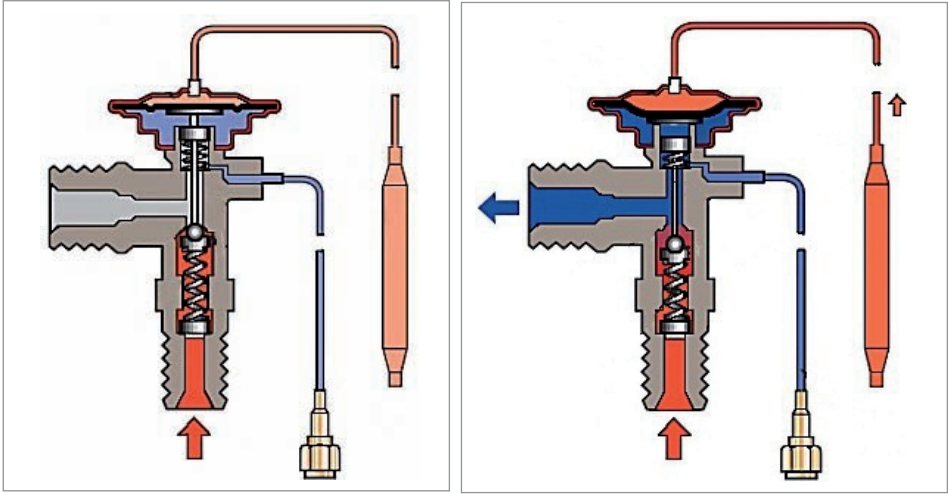
b) Yük az

c) Yük fazla

Şekil 2.31 Otomatik genleşme vanasının evaporatördeki değişik yükler için çalışma şartları

2.3.4.3. Termostatik Genleşme Valfleri

Evaporatör yük değişimlerine göre evaporatöre soğutucu akışkan giriş miktarını hassas bir şekilde ayarlayan ve kontrol eden genleşme elemanlarıdır. Kızgınlık değerine göre evaporatöre gerekli miktarda akışkan beslemesi yaparlar. Bu yüzden evaporatörde yük azaltıldığı zaman genleşme vanası kapanma eğilimi göstereceğinden, geri kalan akışkan kondenserin alt kısmında birikerek kondenserin basıncını artıracak ve kullanım yüzey alanını düşürecektir. Sonuçta kondenser verimi düşecek ve soğutma kapasitesi azalacaktır. Bunun engellenmesi için özellikle TXV'li sistemlerde sıvı tankı kullanılması çok önemlidir. Duyarganın ortamdan etkilenmemesi için iyi yalıtılmalı ve evaporatör çıkışında uygun yere bağlanmalıdır. Şekil 2.32'de termostatik genleşme valfinin açık ve kapalı konumu gösterilmektedir.



a) Valf iğnesi kapalı

b) Valf iğnesi açık

Şekil 2.32 TXV nin kapalı ve açık konumu

Termostatik genleşme valfleri; termostatik eleman, orifis ve valf gövdesi olmak üzere temelde üç ana kısımdan oluşur. Termostatik genleşme valfleri, termostatik elemanın şarjına göre aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir;

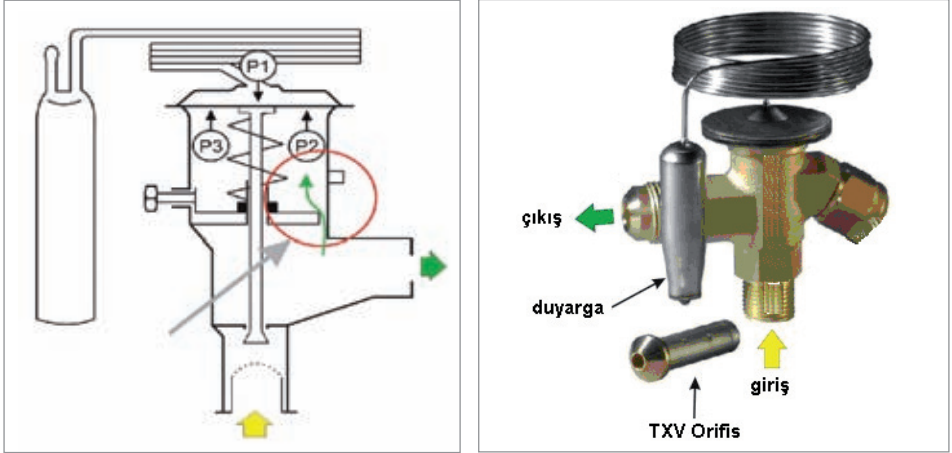
- **Aynı gaz şarjlı:** Bu tip termostatik eleman içindeki gaz şarjı, buhar fazındaki soğutucu akışkan miktarı ile sınırlıdır. Gaz şarjlı termostatik elemanlarda kullanılan akışkanın cinsi, soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan ile aynıdır.
- **Aynı sıvı şarjlı:** Duyargada kullanılan soğutucu akışkanın cinsi ile soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan aynı olmakla beraber, akışkan tüm çalışma sıcaklıklarında sıvı halde bulunur. Sıvı şarjlı duyargaların evaporatör buharlaşma

sıcaklığı yüksek olan klima uygulamalarında kullanılmaları uygun olmakta, düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaları önerilmemektedir.

- **Farklı sıvı şarjlı:** Bu tip termostatik elemanlarda kullanılan akışkan, soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan ile aynı değildir. Kızgınlık karakteristiği de, aynı gaz şarjlı ve sıvı şarjlı tip duyargalardan farklıdır. Genellikle 0°C'nin altındaki sıcaklıklarda kullanılmaktadır.
- **Farklı gaz şarjlı:** Duyargada kullanılan akışkan soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan ile aynı değildir. Farklı sıvı şarjlı valflerle aynı gaz şarjlı valflerin işlevini bir arada yapmaktadır.

Temelde soğutma sistemlerinde sistemin kapasitesine göre iç dengelemeli ve dış dengelemeli olmak üzere iki farklı genişleme valfi kullanılır.

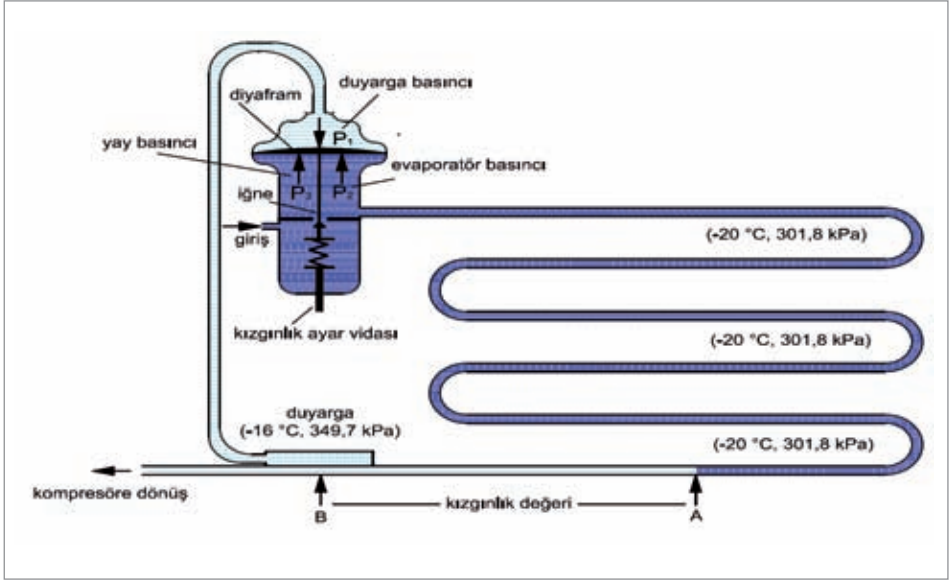
İçten Dengelemeli Termostatik Genleşme Valfi: Evaporatör yük değişiminin olduğu ve evaporatör basınç kayıplarının az olduğu soğutma uygulamalarında içten dengelemeli termostatik genleşme valfleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 2.33 içten dengelemeli termostatik genleşme valfi ve detay resmi gösterilmektedir.



Şekil 2.33 İçten dengelemeli termostatik genleşme valfi ve detay resmi

Şekil 2.34'te görülen R-404A kullanılan bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemindeki içten dengelemeli termostatik genleşme valfinde; duyarga basıncı (P_1), valfin açılması, evaporatör basıncı (P_2) ve yay basıncı (P_3), valfin kapatılması yönünde basınç oluşturmaktadır.

Evaporatör kızgınlık değeri duyarga sıcaklığından evaporatör buharlaşma sıcaklığının çıkarılması ile bulunur. Burada sistemde kullanılan akışkan ile duyarga içerisinde kullanılan akışkanın aynı olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 2.34 R-404A kullanılan iç dengelemeli termostatik genleşme valfi ve çalışma değerleri

Evaporatör buharlaşma sıcaklığı ve basıncı -20°C ve $301,8\text{ kPa}$ ve duygara sıcaklığı ve basıncı -16°C ve $349,7\text{ kPa}$ ise evaporatör kızgınlığı $(-16)-(-20) = 4^{\circ}\text{C}$ bulunur. Bu durumda genleşme valfindeki basınç değerleri $P_1 = P_2 + P_3$ olması gerekir. $P_1 = P_2 + P_3$ eşitliğinden yay basıncı $P_3 = 47,9\text{ kPa}$ olacaktır. Normal çalışma şartlarında 4°C kızgınlık değerinin elde edilebilmesi için yay basıncı $47,9\text{ kPa}$ değerine ayarlanmalıdır. Bu durumda normal kızgınlık değeri için $349,7 = 301,8 + 47,9$ eşitliği sağlanmış olur. Soğutma sistemleri çevresel şartlara ve evaporatör yük değişimlerine göre dinamik bir yapıya sahip olduğu için sürekli 4°C kızgınlık değerini yakalamak mümkün değildir. Şekil 2.35'te kızgınlık değerlerinin karşılaştırılması verilmektedir.

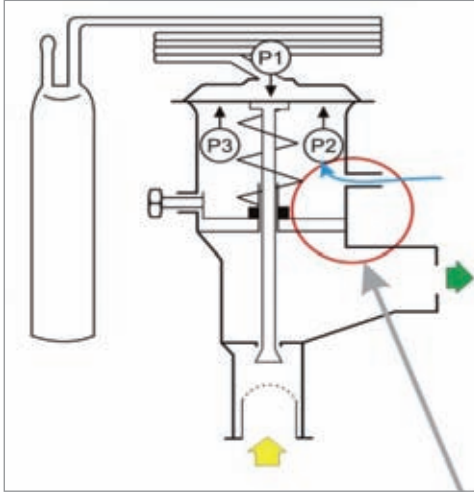


Şekil 2.35 Kızgınlık değerlerinin karşılaştırılması

Eğer evaporatörde yük artar ve buharlaşma A noktasından önce biter ise kızgınlık değeri artacaktır. Bu durumda duyarga basıncı, evaporatör basıncı ile yay basıncının toplamından daha büyük olacaktır ($P_1 > P_2 + P_3$). Bunun sonucu duyarga diyaframa daha fazla basınç uygulayarak iğneyi aşağıya doğru itecek ve evaporatöre daha fazla akışkan girmesini sağlayacaktır.

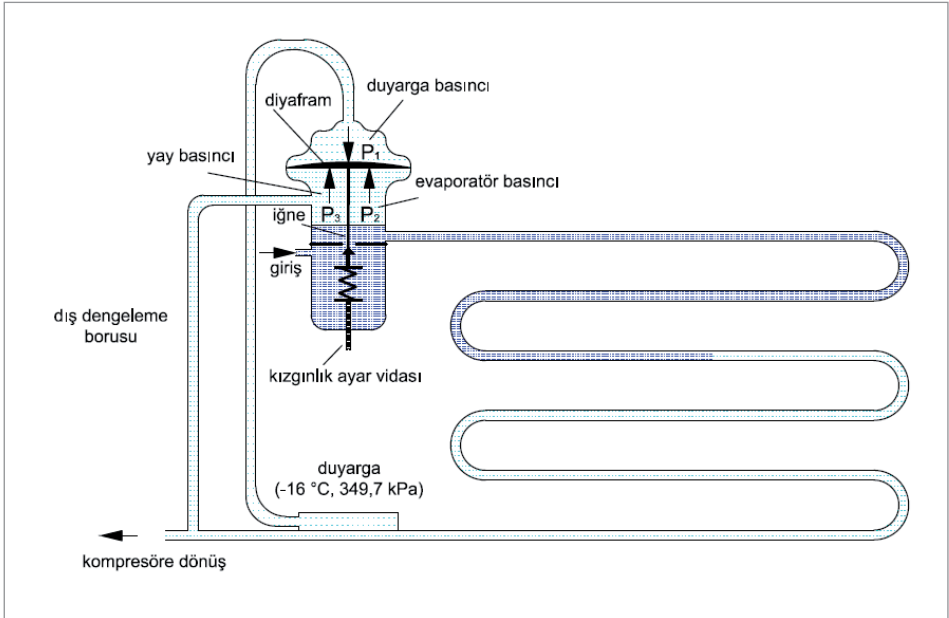
Evaporatöre akışkan fazla girince buharlaşma (A) noktasından sonra devam edecek ve kızgınlık değeri azalacaktır. Buna bağlı olarak duyarganın sıcaklığı azalmış olacak ve diyaframa uyguladığı basınç düşecektir. Bu durumda duyarga basıncı, evaporatör basıncı ile yay basıncının toplamından daha küçük olacaktır ($P_1 < P_2 + P_3$). Sonuçta iğne yukarı doğru kapama yönünde hareket ederek evaporatöre daha az akışkan girmesine neden olacaktır. Sistemin sürekli 4°C kızgınlık değerine yakın değerlerde çalışmasını sağlayarak hem kompresöre sıvı yürümesini önleyecek, hem de evaporatörün bütün yüzeyini kullanarak evaporatör veriminin düşmesini önleyecektir. Genellikle seri üretimlerde aynı uygulamalar için iç dengelemeli TXV'lerin kızgınlık ayarları imalat esnasında yapılır. Bu tür genleşme valfleri için yay basıncı sabit olduğundan ayrıca yay ayar vidaları yoktur. Evaporatör giriş ve çıkışı arasındaki fark çok fazla ise içten dengelemeli TXV yerine dıştan dengelemeli TXV kullanılması önerilir.

Dıştan Dengelemeli Genleşme Valfi: Büyük kapasiteli mekanik sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde evaporatör kapasitesi büyük olacağından evaporatör giriş ve çıkışı arasındaki basınç kayıpları çok fazla olmaktadır. Evaporatördeki basınç kayıplarının çok fazla olması, içten dengelemeli termostatik genleşme valfinin yetersiz kalmasına ve evaporatör kapasitesinin düşmesine neden olur. Uygulamada bu tür olumsuzlukların önlenmesi için dıştan dengelemeli termostatik genleşme valfleri kullanılır. Basınç kayıpları ortalama klima uygulamalarında 1,7°C, soğutma uygulamalarında 1,1°C, düşük sıcaklık uygulamalarında 0,6°C ve çok daha düşük sıcaklık uygulamalarında ise bu değerler daha da düşmekte, dıştan dengeleme TXV yerine daha farklı genleşme valfleri kullanılmaktadır. Dıştan dengelemeli termostatik genleşme valflerinde evaporatör basıncı, evaporatör çıkışından alınır. Şekil 2.36'da dıştan dengelemeli termostatik genleşme valfi ve detay resmi gösterilmektedir.



Şekil 2.36 Dıştan dengelemeli termostatik genleşme valfi ve detay resmi

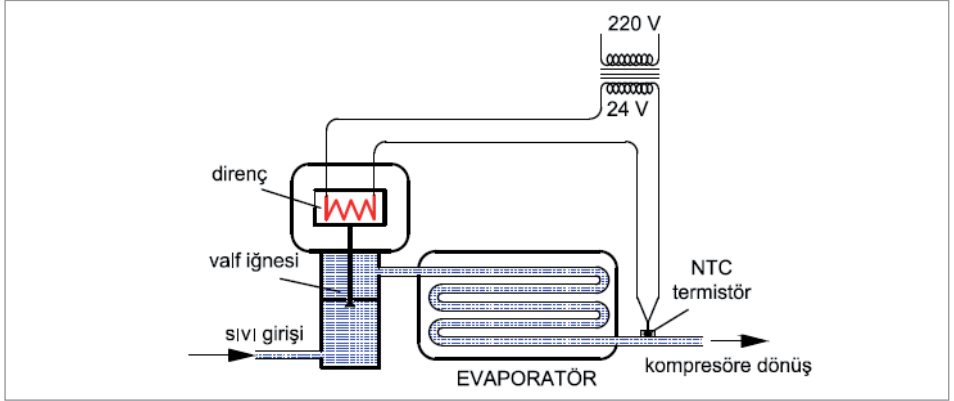
Dıştan dengelemeli TXV’lerde ise evaporatör basıncı evaporatör çıkışında duyurga bağlantı noktasının yaklaşık 10-15 cm ilerisinden alınarak diyaframın alt noktasına boru bağlantısı ile ulaştırılır.



Şekil 2.37 Dıştan dengelemeli TXV ve dış dengeleme borusu bağlantısı

2.3.4.4. Termal Genleşme Valfi:

Termal genleşme valfleri temel mantık olarak içten dengelemeli termostatik genleşme vanaları gibi çalışmaktadır. Termal genleşme valfi diyafram üzerine yerleştirilmiş rezistansın üzerinde oluşan voltaj değerine göre çalışmaktadır. Voltaj değeri arttığı zaman, rezistans daha fazla ısınmakta ve valfi daha fazla açmaktadır. Voltaj değeri azaldığı zaman ısınma azalmakta ve valf kapanmaktadır. Voltaj değeri ise evaporatör çıkışına konan negatif etkili termistör tarafından sıcaklık değerine göre kontrol edilmektedir. Bu işlem Şekil 2.38’de gösterilmektedir.



Şekil 2.38 Termal genleşme valfi ve valf çalışma şeması

Negatif etkili termistörlerin sıcaklığı arttığı zaman direnci azalır, sıcaklığı düştüğü zaman ise direnci artar. Bu negatif etkili termistörün kendi özelliğinden kaynaklanan

bir durumdur. Termistor termal genleşme valfindeki rezistans ile seri bağlıdır. Evaporatör çıkışına bağlı olan negatif etkili termistör ısındığı zaman direnci azalır. Buna karşılık rezistansın direnci artacağından dolayı diyafram üzerine uygulanan basınç artar. Evaporatöre gelen akışkan fazla olacağından evaporatör çıkışındaki termistör daha fazla soğuyacaktır. Soğuyan termistörün direnci artacağından rezistansın direnci birinci durumun aksine azalacaktır. Sonuçta diyafram açma iğnesi üzerindeki basınç azaldığı için kapama yönünde hareket ederek evaporatöre akışkan girişini azaltarak sistem kızgınlık değerine göre akışı kontrol edecektir. Termal genleşme valfleri uygulamada çok fazla kullanım alanı bulamamıştır. Özellikle elektronik genleşme valflerinin kullanılmaya başlamasıyla kullanım alanı iyice azalmıştır.

2.3.4.5. Elektronik Genleşme Valfi (EEV)

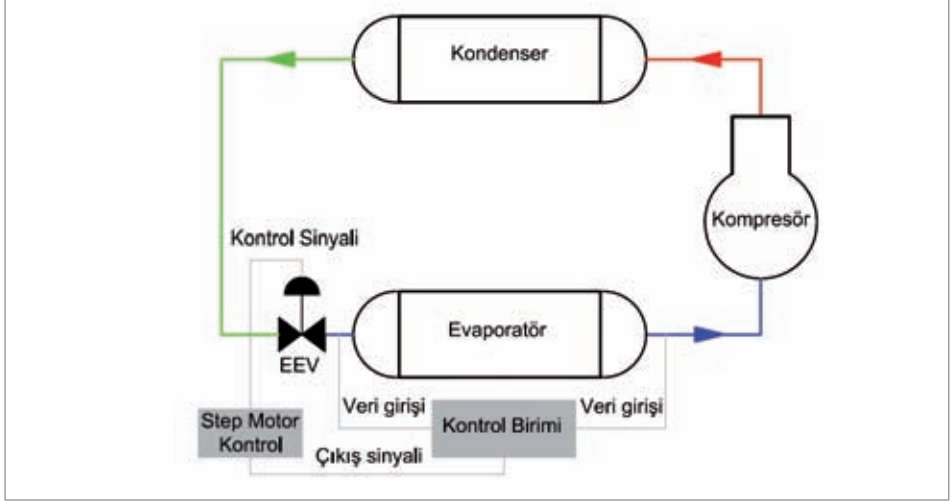
Elektronik genleşme valfleri; günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Su soğutma grupları ve soğutucu akışkan debisinin sürekli değiştiği; değişken debili (VRF/VRV) sistemlerde evaporatörün yeterli miktarda soğutucu akışkan ile beslenebilmesi açısından EEV çok önemlidir. Bu sistemlerde elektronik genleşme valfleri, termostatik genleşme valflerinden daha verimli çalışmaktadır. EEV’de kontrol, evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın kızgınlık değerine göre yapılır. Elektronik genleşme valflerini ısı-motor kontrollü, elektromanyetik modülasyonlu, pulse (darbe) modülasyonlu (on-off) ve step (adım) motor kontrollü olmak üzere dört grup altında sınıflandırabiliriz. Şekil 2.39’da çeşitli tip elektronik genleşme valf gösterilmektedir.



Şekil 2.39 Elektronik genleşme valfleri

Bilindiği gibi uygulamalarda kızgınlık değeri hesabı için iki yöntem kullanılmaktadır. En çok bilineni evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı ölçülerek, aynı

bölgedeki soğutucu akışkan basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı farkı alınarak bulunur. Diğer yöntemde ise, evaporatördeki basınç düşümü ihmal edilerek akışkanın evaporatör giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı kızgınlık olarak alınır. Şekil 2.40'ta step (adım) motor kontrollü EEV valfinin çalışma prensibi devre şeması verilmektedir.



Şekil 2.40 Step (adım) motor kontrollü EEV valfinin çalışma prensibi

Uygulamada yaygın olarak kullanılan step motor kontrollü EEV'lerde, kızgınlık değerini ayarlanan değerde tutabilmek için kontrol biriminden gelen sinyal değerine göre motor mili aşağı veya yukarı doğru hareket ettirilir. Motor mili aşağı hareket ederse vanadan geçen soğutucu akışkan miktarı azaltılmakta (kızgınlık artar), yukarı hareketinde ise vanadan geçen soğutucu akışkan miktarı artmaktadır (kızgınlık azalır). Özetlenirse; ölçülen kızgınlık değerine göre step motora ilgili hareketi yapması için sinyal gönderilir. Kontrol birimi evaporatör çıkışındaki gerçek kızgınlık değeri ile istenen değer arasındaki farka göre step motora açılma ya da kapanma sinyali göndermektedir. Bilindiği gibi kızgınlık arttıkça genleşme vanasının açılarak daha fazla soğutucu akışkan göndermesi, kızgınlık azaldığı durumda ise genleşme elemanının kapanması gerekmektedir.

2.4 YARDIMCI ELEMANLAR

Soğutma sistemlerinde temel ana elemanların yanında farklı amaçlar için sistemin kapasitesi ve özelliklerine göre çok farklı sayıda yardımcı elemanlar kullanılmaktadır. Yardımcı elemanların temel görevleri aşağıda verilmektedir.

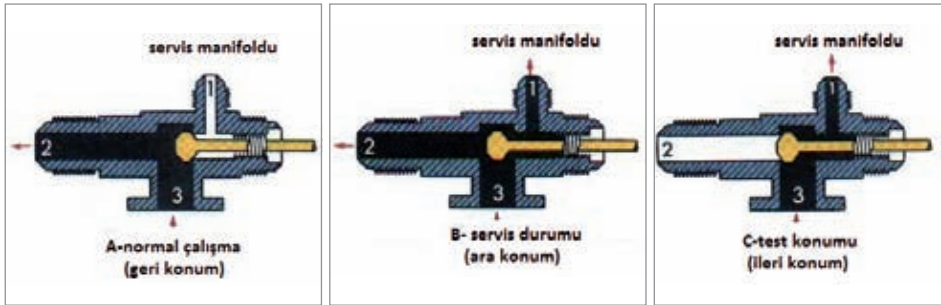
- Sistemin uzun ömürlü, emniyetli ve verimli çalışmasını sağlamak,
- Sistemin arıza yapmasını azaltmak veya önlemek,
- Servis-bakım-tamir esnasında kolaylık sağlamak,

- Normal çalışma esnasında oluşabilecek ses ve gürültü problemlerini azaltmak,
- Soğutucu akışkanın ve yağlama yağının temiz tutulmasını sağlamaktır.

Mekanik sıkıştırırmalı soğutma çevriminde en çok karşılaşılabileceğimiz yardımcı elemanlar ve işlevleri kısaca verilmiştir.

2.4.1 Servis Vanaları

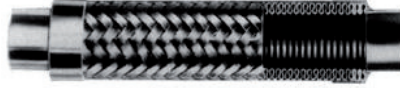
Soğutma sistemlerinde akış kontrol ve servis için gerekli önemli elemandır. Servis vanası kompresör giriş ve çıkışına ayrıca sıvı hattı veya sıvı tankı üzerine konabilir. Servis vanası geri konum, ara konum ve ileri konum olmak üzere üç farklı konumda olabilir. (A) konumu sistemin normal çalışma durumunu göstermektedir. (B) konumu ise sistem çalışırken servis vanasına şarj manifoldu bağlanabilir ve sistemden basınç ve sıcaklık gibi değerler okunabilir ve sistem şarj veya deşarj edilebilir. (C) konumunda ise sistem çalıştırılmamalıdır. Ancak test veya ayar için kullanılmalıdır. Mesela alçak ve yüksek basınç otomatiklerin istenilen değerde devreyi kesip kesmediği, servis vanası ileri konuma getirilerek kontrol edilebilir. Şekil 2.41’de servis vanalarının çalışma konumları gösterilmektedir.



Şekil 2.41 Servis vanalarının çalışma konumları

2.4.2 Titreşim Giderici

Soğutma sistemlerinde kompresörde sıkıştırma esnasında oluşan titreşimler, borulara ve borularla sistem elemanlarına taşınır. Kompresörde oluşan titreşimler; sistemdeki borular ve kullanılan sistem elemanları üzerinde aşırı gerilmeler oluşturmaktadır. Ayrıca boruların kaynaklı veya rakorlu bağlantı noktalarında zararlar oluşmasına neden olur. Bu titreşimlerin soğutma sistemlerindeki olumsuzluklarını önlemek için kompresör çıkış ve emişine titreşimi absorbe eden esnek elemanlar yerleştirilir. Şekil 2.42’de titreşim alıcılar verilmektedir.



Şekil 2.42 Titreşim gidericiler

2.4.3 Yağ Ayırıcılar

Soğutma kompresörlerinde gürültü, sürtünme, aşınma ve ısınma problemlerini azaltmak için kompresörlerde yağlama yağı kullanılmaktadır. Kompresörlerin yağlanması; karterindeki yağın, kompresörün yağlanması gereken mekanizmalarında dolaştırılması ile gerçekleştirilir. Sıkıştırma esnasında akışkanla birlikte bir miktar yağ sisteme gönderilmektedir. Sisteme giden bu yağ çok fazla değilse çok fazla olumsuzluk yaratmaz. Ancak fazla miktarda yağın akışkanla birlikte sisteme karışması, sistem elemanları (kondenser, evaporatör, filtre vb.) üzerinde olumsuz etki yapar. Bunların başında kompresörde yağ seviyesinin düşmesi, kompresörlerde gürültü, sürtünme, aşınma, ısınma problemlerine ve hatta arızalara neden olabilir. Ayrıca düşük sıcaklık ortamı olan evaporatörde film tabakası oluşturarak ısı alış verişini olumsuz yönde etkilenir. Özellikle düşük sıcaklık uygulamalarında bu durum çok daha fazla önem kazanmaktadır. Bu tür olumsuzlukların azaltılması için sistemde yağ ayırıcı kullanılmalıdır.

Kompresör tarafından sıkıştırılan kızgın buhar halindeki akışkan içerisinde az miktarda da olsa yağlama yağı bulunur. Bu yağ ve buhar karışımı basma hattından geçerek yağ ayırıcına gelir. Yağ ayırıcısında bu karışımın hızı düşürülerek yağın akışkandan ayrışması sağlanır. Burada oluşan büyük yağ partikülleri yağ ayırıcısının alt kısmında toplanır. Yağ ayırıcısının altında toplanan yağ belirli seviyeye ulaştınca şamandıralı valf açılır ve kompresöre geri döner. Yağ dönüşü basınç farkına bağlı olarak hızlı bir şekilde gerçekleşir. Çünkü yağ ayırıcısının basıncı (basma hattı basıncı) kompresör karter basıncından (emiş hattı basıncı) daha fazladır. Yağ ayırıcısındaki yağ seviyesi düştüğü zaman şamandıralı valf kapanır ve kızgın buhar halindeki akışkanın kompresöre geri dönmesi önlenmiş olur. Yağ ayırıcısından çıkan yağı alınmış akışkan yoluna devam eder ve kondensere gider. Şekil 2.43'te yağ ayırıcılar ve devreye bağlantısı gösterilmektedir.



Şekil 2.43 Yağ ayırıcılar ve basit bir uygulaması

2.4.4 Sıvı Tankı

Soğutma sistemlerinde kondenser çıkışına konan sıvı tankı; kondenserde yoğuşmayan soğutucu akışkanı yoğuşturarak, akışkanın genleşme vanasına sürekli sıvı olarak girmesinde yardımcı olur. Özellikle termostatik genleşme valflerinin kullanıldığı evaporatörlerde fazla akışkan için depolama görevi yapar. Ayrıca sıvı tankları kondenserde akışkanın birikmesini engelleyerek kondenser kapasitesinin düşmesini önler. Soğutma sistemlerinin uzun süreli kullanılmaması veya tamir-bakım esnasında akışkanın depolanmasını sağlarlar. Genellikle sıvı çıkış tarafına bazen de giriş tarafına konulan kapama valfleri servis-bakım esnasında ve uzun süreli akışkanın depolanmasında kolaylık sağlar. Basınç düşürücü olarak kılcal boru kullanılan sistemlerde sıvı tankının kullanılması önerilmez. Sıvı tankının hacmi, sistemdeki akışkan miktarının ortalama 40°C’de sıvı olarak kaplayabileceği hacimden ortalama %20 daha büyük seçilmesi uygun olur. Yatık ve dikey tip olmak üzere iki şekilde imal edilirler. Yer sorunu olmadığı sürece dikey tip sıvı tankı kullanmak soğutucu akışkan şarjı ve sistemin çalışma şartlarının olumsuz etkilenmemesi için daha doğru bir seçim olacaktır. Şekil 2.44’te yatay ve dikey tip sıvı tankı gösterilmektedir.



Şekil 2.44 Yatay ve dikey tip sıvı tankları

2.4.5 Filtreler

Soğutma sistemlerinde filtre; nem/su, asit, tortu ve parçacıkları tutan ve bu parçacıkların sisteme zarar vermelerini önleyen bir elemandır. Filtre olmadan, buhar sıkıştırma bir soğutma çevrimi çalışabilir olmasına rağmen, bütün buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde mutlaka filtre kullanılmaktadır. Filtreler, hermetik ve değişebilir ürünleri kapsamaktadır. Hermetik filtre kurutucular; standart, çift yönlü (bi-flow), kombi ve burn-out tiplerini içermektedir. Değişebilir filtreli ürünler ise standart filtreleri, burn-out filtreleri, mekanik filtreleri ve filtre gövdelerini içermektedir. Filtre kurutucular çok çeşitli bağlantı çaplarına, kurutma kapasitelerine, kaynaklı ve rakorlu tipte bağlantı seçeneklerine sahiptirler. Filtreler nemi ve asiti, kimyasal ve fiziksel olmak üzere iki farklı yöntemle tutabilmektedir. Günümüzde soğutma sistemlerindeki filtrelerde kimyasal yöntemler kullanılmamaktadır. Fiziksel yöntemlerin en çok kullanılanları; silikajel, aktif alümina, moleküler süzgeç, aktif karbon ve bunların moleküler süzgeçle birlikte kullanılan kombinasyonlarından meydana gelmektedir. Sıvı hattı filtrelerinin yanında emiş hattında da filtreler kullanılmaktadır. Emiş hattı filtreleri genellikle asit ve pislikleri tutmak için kullanılmaktadır. Şekil 2.45'te filtreler gösterilmektedir.



Şekil 2.45 - Soğutma sistemlerinde kullanılan filtreler

2.4.6 Gözetleme Camları

Soğutma sistemlerinde sıvı hattında filtreden önce konan gözetleme camlarının üç temel işlevi vardır. 1) sistemdeki akışkan şarjını 2) akışkan içerisindeki nemin varlığını 3) sıvı soğutucu akışkanın akışını göstermektedir.

Eğer gözetleme camında baloncuk yani köpürme oluşuyorsa, sistemdeki akışkan miktarı yeterli değildir. Gözetleme camında akışkan, dolu şekilde geçmeli köpürmeler oluşturmamalıdır. Ancak bu testin doğru olabilmesi için, birincisi sistemin belli bir süre çalıştırılıp kararlı hale gelmesi beklenmelidir. İkinci ise gözetleme camından önce fazla basınç kayıpları meydana gelmemelidir. Gözetleme camından önceki hatta, aşırı basınç kayıpları meydana gelirse sistemdeki akışkan yeterli olsa bile gözetleme camında köpürme yani baloncuklar görülebilir ve sonuç yanıltıcı olabilir.

Gözetleme camında nemden etkilenecek rengi değişen, kimyasal bir tuz emdirilmiş eleman bulunur. Akışkan içerisinde nemin varlığı ise gözetleme camı içerisinde bulunan kimyasalın renk değiştirmesi ile belirlenir. Gözetleme camı, merkezinde bulunan kimyasalın rengi gözetleme camı üzerinde yazan ıslak (wet) rengi ile aynı ise sistemde nemin varlığını ifade eder. Kimyasalın rengi uyarı (caution) rengi ile aynı ise, sistemde bir miktar nem var, ama çok fazla değil uyarısını gösterir. Kimyasalın rengi kuru (dry) rengi ile aynı ise nem yoktur anlamına gelmektedir. Bazı gözetleme camlarında ıslak (wet) ve kuru (dry) olmak üzere iki renk vardır. Gözetleme camları borulara havşalı veya kaynaklı birleştirme ile bağlanır. Gözetleme camlarının gövde kısmı genellikle pirinçten, amonyaklı sistemlerde ise çelikten yapılır. Ayrıca soğutma sistemlerinde sıvı seviyesi, yağ seviyesi gibi seviye gösteren elemanlar da kullanılmaktadır.



Şekil 2.46 Gözetleme camları

2.4.7 Çekvalf

Tek yönde akış sağlayan elemanlardır. Soğutma sistemlerinde normal akış yönünün tersi yönünde akışın meydana gelmemesi için kullanılır. Çekvalfler basınç farkına göre açılıp kapanırlar. Birden fazla kompresör, çoklu hacim-çoklu evaporatör, paralel kondenserler, ısı pompası vb. uygulamalarda kullanılmaktadır. Şekil 2.47'de çekvalf verilmektedir.

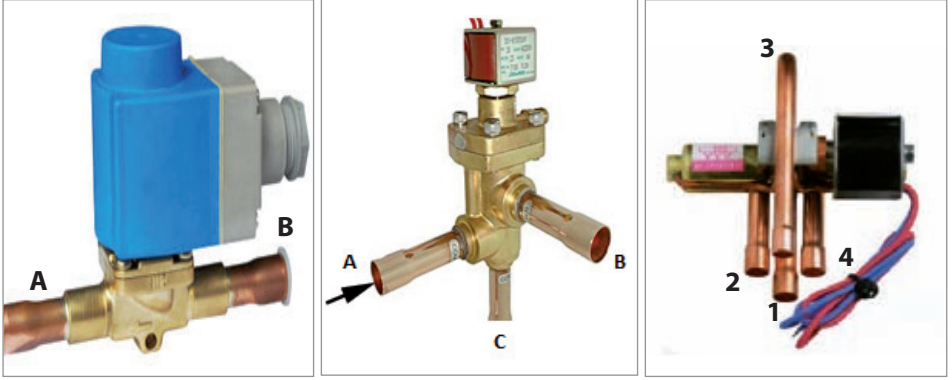


Şekil 2.47 Çekvalf

2.4.8 Solenoid Valfler

Soğutma sistemlerinde elektriksel olarak akış kontrol elemanı olarak kullanılmaktadır. Solenoid valfler oda veya madde sıcaklığını kontrol etmek için termostatlarla açık veya kapalı konuma getirilir. Soğutma sistemlerinde genellikle üç farklı solenoid valf kullanılır.

- Tek hatta akışı kontrol eden iki yollu solenoid valfler
- Bir giriş, iki çıkışı olan, iki farklı hattı kontrol eden üç yollu solenoid valfler
- Genellikle ısı pompası uygulamaları için kullanılan dört yollu solenoid valfler



a) iki yollu solenoid valf

b) üç yollu solenoid valf

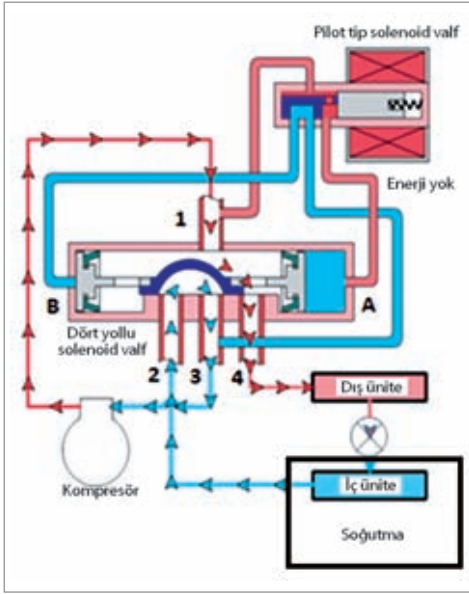
c) dört yollu solenoid valf

Şekil 2.48 Soğutma sistemlerinde kullanılan solenoid valfler

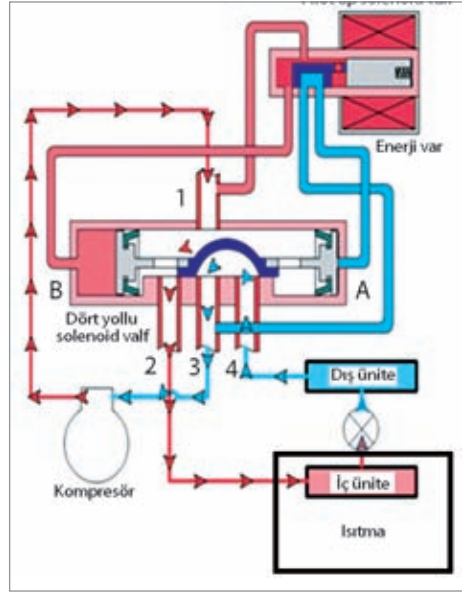
İki yollu solenoid valflerde tek yönlü akış vardır. Ters yönde akış gerçekleşmez. Şekil 2.48/a'da görüleceği gibi (A) girişi, (B) ise valf çıkışını gösterir.

Üç yollu solenoid valfler genelde ticari tip soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Sıcak gazlı defrost çoklu evaporatör, paralel kondenser vb. uygulamalarda üç yollu solenoid valfler sıkça görülmektedir. Üç yollu valfin girişi sürekli açık konumdadır. Şekil 2.48/b'de gösterilen üç yollu vananın girişi noktası (A) hep aynı ve her konumda açıktır. Diğer bir ifade ile hiç bir zaman kapalı tutulmaz. Eğer enerji kesilirse solenoid valfin iğnesi veya pistonu ağırlığından dolayı aşağı doğru hareket ederek (C) çıkışını kapatır ve (B) çıkışı açılmış olur. Akışkan (B) çıkışından istenilen yere gönderilir. İhtiyaca göre üç yollu solenoid valf enerjilendiğinde piston veya iğne ters yönde yani yukarı doğru hareket eder ve (B) no'lu çıkışı kapatarak (C) no'lu çıkışı açar. Sonuç olarak, sistem ihtiyaca göre iki farklı konumda çalışmaya devam eder.

Dört yollu vanalar genellikle akış yönünü ters yöne çeviren vanalardır. Bu vanalar genellikle ısı pompalarında kullanılır. İhtiyaca göre sistemin ısıtma ya da soğutma konumunda çalışmasını sağlar. Şekil 2.48/c'de görüldüğü gibi dört yollu solenoid valflerde (1) no'lu nokta sürekli girişi, (3) no'lu nokta ise sürekli kompresör dönüşünü gösterir. (2) ile (4) no'lu noktalar dönüşümlü olarak evaporatör ve kondenser giriş veya çıkışlarını ifade eder.



a)



b)

Şekil 2.49 Dört yollu solenoid valfin çalışma prensibi; a) soğutma konumu b) ısıtma konumu

Şekil 2.49/a'da görüldüğü gibi pilot tip solenoid valfde enerji olmadığı zaman (soğutma konumu) pilot tip solenoid valfin hareketli mekanizması ön konumdadır. Kompresörden gelen basıncı yüksek akışkan dört yollu solenoid valfin (1) no'lu giriş noktasına bağlı kılcal borudan pilot tip solenoid valfe gelir. Pilot tip solenoid valf ön konumda olduğu için yüksek basınçlı akışkan kılcal boru vasıtasıyla (A) noktasından dört yollu solenoid valfe girer ve valfin hareketli mekanizmasını ileri doğru iter. Dört yollu solenoid valfin (4) no'lu çıkışı açılır ve akışkan dış üniteye (kondenser) gelir. Diğer taraftan dış üniteden iç üniteye (evaporatör) geçen akışkan, buradan çıkarak dört yollu solenoid valfin (2) numaralı noktasından girer ve (3) numaralı noktadan çıkarak kompresöre döner ve böylece soğutma işlemi gerçekleşir. Şekil 2.49/b'de ise (ısıtma konumu) pilot tip solenoid valfin bobinin enerji verilir ve hareketli mekanizması geri konuma gelir. Bu kez yüksek basınçlı akışkan (B) noktasından girer ve dört yollu solenoid valfin hareketli mekanizmasını ters yönde ileri doğru iter ve (2) no'lu boru çıkışı açılmış olur. Akışkan (2) no'lu noktadan geçerek iç üniteye (bu kez kondenser) gelir. İç üniteden dış üniteye (bu kez evaporatör) geçen akışkan buradan çıkarak dört yollu solenoid valfin (4) numaralı noktasından girer ve (3) numaralı noktadan çıkarak kompresöre döner ve böylece ısıtma işlemi gerçekleşmiş olur.

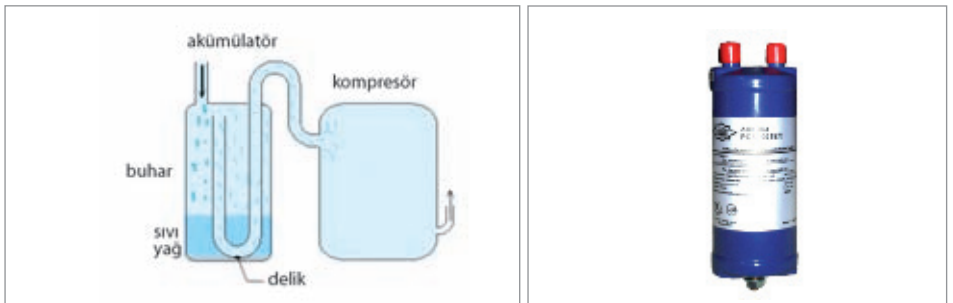
2.4.9 Emiş Akümülatörü

Soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörler buhar sıkıştırmak üzere tasarlanmıştır.

Soğutma kompresörlerinde buhar sıkıştırılırken oluşacak sıvı akışkan partikülleri emme ve basma valflerine zarar verebilir. Bundan daha da önemlisi kompresöre yağ dönüşümüyle birlikte gelen sıvı akışkanın ortaya çıkarabileceği zararlar daha da fazla olabilir. Uzun süreli çalışan soğutma sistemlerinde akışkanın tamamen buhar olarak kompresöre dönebilmesi için kızgınlık ayar değerinin en az 5-6°C olması gerekmektedir. Kompresör üreticilerine göre, soğutma sistemlerinde kullanılan emiş hattı akümülatörleri soğutma sistemlerinin temel ve en pahalı elemanı olan kompresörlerin korunması için çok önemli bir ara elemandır. Soğutma sistemlerinde emiş akümülatörleri kompresör emişinde mümkün olduğu kadar kompresöre yakın konmalıdır. Emiş hattı akümülatörleri aşağıda belirtilen nedenlerden dolayı meydana gelebilecek kompresöre sıvı yürümesini önler. Sıvı yürümesine neden olabilecek faktörler aşağıda verilmektedir.

- Soğutma sistemlerinde aşırı şarj,
- Yanlış TXV ayarı (kompresör kızgınlığı yok veya çok az)
- Evaporatör fanının çalışmaması,
- Evaporatör soğutma yükü azlığı,
- Akış kontrol elemanının yetersizliği,
- Kompresör kızgınlık ayarının düşük olması,
- Evaporatör dış yüzeyinde kirlenme veya aşırı karlanma,
- Boru iç cidarlarında oluşan yağlanma

Ayrıca yağ dönüşümünü kolaylaştırarak kompresörde meydana gelebilecek arızalara karşı koruyucu görevi yapar. Bu yüzden kompresör imalatçıları soğutma sistemlerinin emiş hatlarında emiş hattı akümülatörü kullanılmasına çok önem vermektedir. Emiş hattı akümülatörünün sıvı depolama kapasitesi en az sistemdeki akışkanın %50'ni alabilecek kadar olmalıdır. Akümülatörler aşırı basınç kayıplarına neden olmamalıdır. Teorik olarak uygun bir seçim yapılırsa bile, uygulamada ortaya çıkacak arızalara karşı istenilen sonuç elde edilmeyebilir. Ancak emiş hattı akümülatörleri soğutma sisteminde meydana gelebilecek bütün bu problemlere karşı sistemi koruyamazlar ve diğer önlemler de alınmalıdır. Şekil 2.50 emiş akümülatörü gösterilmektedir.



Sekil 2.50 Emiş Akümülatörü

2.5 SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Madde veya ortamdan ısı çekerek soğutma olayını gerçekleştiren maddelere veya akışkanlara soğutucu akışkanlar denir. Mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde ısının taşınması görevini yapar. Bir soğutma sisteminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortamda dışarı atılması işlevi, soğutucu akışkanlarla gerçekleştirilir. Soğutucu akışkanların evaporatörde ısıyı çekip, kondenserde dışarı atma işlemi faz değişimi ile gerçekleşir. Düşük basınçta akışkan evaporatörde buharlaşırken, yüksek basınçta kondenserde yoğunlaşmaktadır. Bu yüzden soğutucu akışkanların buharlaşma veya yoğunlaşma gizli ısı miktarları çok önemlidir.

Su ve buz ilk soğutucu akışkanlar olarak kullanılmasına rağmen, ticari anlamda ilk kullanılan soğutucu akışkan eterdir. 1850 yılında buharla çalıştırılan pompa vasıtasıyla eterin buharlaştırılması ile buz elde edilmiştir. 1931 yılı ve sonrasında CFC (Kloroflorokarbon), HCFC (Hidrokloroflorokarbon) ve HFC (Hidroflorokarbon) bazlı soğutucu akışkanların bulunmasına kadar amonyak, karbondioksit, sülfürdioksit, metil klorid, etil klorür, metilamin, azot oksit, bütan, propilen, karbon tetra klorür, etil bromür, nafta, pentan, izobütan ve benzin gibi zehirleyici, yanıcı, yakıcı, patlayıcı ve kötü koku özellikleri bulunan inorganik kimyasal bileşikler, soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır.

Halokarbon (CFC, HCFC ve HFC) türü soğutucu akışkanlar, metan (CH_4) veya etan (C_2H_6) içerisindeki hidrojen atomlarından bir veya birkaçının yerine sentez yoluyla klor, flor veya brom atomları yerleştirmek suretiyle elde edilmektedir. Örneğin R-22 (CHClF_2) soğutucu akışkanı, metan (CH_4) gazından üç hidrojenin sentez yoluyla bir klor ve iki flor gazı ile değiştirilmesi sonucu elde edilmiştir. Aynı şekilde HFC grubundan olan R-134a (CH_2FCF_3) soğutucu akışkanı, etan (C_2H_6) gazından birinci karbon bağında, bir hidrojen yerine bir flor ve ikinci karbon bağında üç hidrojen yerine üç flor atomunun sentez yoluyla değiştirilmesi sonucu elde edilmiştir.

1974 yılında soğutma sistemlerde kullanılan CFC ve HCFC'lerin ozonu tahrip ettiği ortaya konulunca 1978 yılında bu akışkanların üretimi ve kullanılması ile ilgili bazı önlemler alınmaya başlandı. Bazı soğutucu akışkanların yasaklanması ve kullanılmasının sınırlandırılması ile ilgili yasa ve yönetmelikler hazırlanmıştır. Bu yasa ve yönetmelikler halen uygulanmaktadır. Ülkemizde de Çevre ve Şehircilik Bakanlığı (Çevre ve Orman Bakanlığı) tarafından 12 Kasım 2008 tarih 27052 sayılı Resmi Gazetede yayımlanarak yürürlüğe giren "Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin Azaltılması ile İlgili Yönetmelik"te bazı yaptırımlar zorunlu hale gelmiştir.

Son yıllarda ise mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde karışım gazlarının kullanılması yaygınlaşmıştır. Karışım gazları (R-404A, R-407C, R-410A R-438A, vb.) halen yoğun bir şekilde kullanılmasına rağmen küresel ısınma kaygıları yüzünden inorganik

soğutucu akışkanlar (R-744, R-717, R-290, R-600, R-600a vb.) ön plana çıkmaya başlamıştır. Ayrıca son çalışmalarda bütün yağlarla (mineral yağ (MO), Alkilbenzen (AB) ve polyol ester (POE) uyum sağlayan yani dönüşümlerde yağ değişimi gerektirmeyen yeni alternatif karışım gazları (R-422D, R-437A, R-417A, R-422A vb.) elde edilmiş ve bu çalışmalar devam etmektedir. Günümüzde kullanılan soğutucu akışkanları altı grup altında incelemek mümkündür:

2.5.1 Kloroflorokarbon (CFC)

Karbon yörüngesindeki hidrojen atomları tamamen klor ve flor atomları ile değişen soğutucu akışkanlara, tam halojenli soğutucu akışkanlar denir. CFC'ler etan veya metan serisinden olabilirler. CFC'lerin kimyasal kararlılıkları çok fazla olduğu için uzun zaman yapıları bozulmadan atmosferde kalabilmektedirler. CFC'ler ozon tabakası üzerinde en fazla tahribat yapan soğutucu akışkanlardır. Ayrıca küresel ısınma potansiyelleri oldukça fazladır. Bunlardan dolayı CFC'lerin kullanımı için bazı yasaklar ve önlemler dünya çapında alınmıştır. Eski sistemler hariç yeni sistemlerde bu akışkanlar kullanılmamaktadır. Uygulamada en çok kullanılmış olanları R-11, R-12, R-13, R-114 ve R-115'dir.

2.5.2 Hidrokloroflorokarbon (HCFC)

Metan ve etan moleküllerinin yapısındaki hidrojen atomlarının bir kısmının klor veya flor atomları ile yer değiştirmesi sonucu oluşan moleküle kısmi halojenlenmiş adı verilir. Yani karbon yörüngelerinde hala bazı hidrojen atomları bulunmaktadır. Bütün hidrojen atomları klor ve flor atomları ile yer değiştirmemektedir. Bu oluşan moleküle HCFC adı verilir. HCFC'lerde klor atomu içerdiği için ozon tabakası ile reaksiyona girer. Buna rağmen HCFC'lerin yapılarında hidrojen atomu olduğu için kimyasal kararlılıkları çok zayıftır. Atmosferde uzun süre yapıları bozulmadan kalmaz. HCFC'ler atmosfere doğru yükselirken yapılarındaki hidrojen havadaki su molekülleri ile reaksiyona girerek yapıları bozulur. Bu yüzden HCFC'lerin çoğu, atmosferin stratosfer tabakasına ulaşmaz ve çoğu atmosferin alt tabakalarında çözünür. HCFC'lerin ozonu delme potansiyelleri azdır. Uygulamada en çok kullanılan HCFC'ler R-22, R-124, R-123'dir.

2.5.3 Hidroflorokarbon (HFC)

HFC'lerin temel molekülü yalnızca flor atomu ile halojenlenmiştir. Molekülün yapısında klor atomu yoktur. HFC'lerin yapısında flor, hidrojen ve karbon atomları bulunmaktadır. Yapılarında klor atomu bulunmadığı için HFC'lerin ozonu delme potansiyelleri sıfırdır. Yani ozon tabakası üzerinde hiçbir olumsuz etki yapmazlar. Buna rağmen küresel ısınmaya olumsuz etkileri vardır. En çok bilinen hidroflorokarbon R-134A'dır.

2.5.4 Karışım Bazlı Akışkanlar

İki daha fazla soğutucu akışkanın belirli oranlarda karıştırılarak elde edilen yeni soğutucu akışkana, karışım bazlı akışkan adı verilir. Günümüzde en popüler karışımlar

R-404A, R-407C, R-410A, R-507A ve R-508B'dir. Son zamanlarda yapılan çalışmalar sonucu bütün yağ grupları ile uyum sağlayan yeni karışım bazlı soğutucu akışkanlar (R-422D, R-437A, R-417A, R-422A vb.) geliştirilmiştir ve geliştirilmeye devam edilmektedir. Ozonu çok az veya hiç tahrip etmeyen karışım bazlı akışkanlar üzerindeki çalışmalar devam etmektedir. Fakat bu tür karışım bazlı akışkanların küresel ısınma üzerinde olumsuz etkileri vardır. İki tip karışım bazlı soğutucu akışkan vardır:

- **Zeotropik karışımlar:** Karışımında kendi karakteristik özelliklerini koruyan 400 serisi soğutucu akışkanlardan oluşmaktadırlar. Üretim sırasına göre numaralandırma işlemi yapılmaktadır. Termodinamik özellikleri iyi olan bu akışkanlar karışımında kendi özellikleri ile hareket ettikleri için akışkan kaçaklarında sorun olmaktadır. Karışımı oluşturan akışkanlardan hangi miktarda kaçak olduğu belli olmadığı için, akışkan tamamen boşaltılıp normal şarj işlemine göre akışkan şarjı yapılmalıdır. Uygulamada yaygın olarak kullanılanları R-404A, R-407C, R-410A'dır. Son yapılan çalışmalarda geliştirilen yeni alternatifler ise R-417A, R-422A, R-422D, R-423A, R-437A ve R-438A soğutucu akışkanlarından oluşmaktadırlar. Bu yeni alternatif soğutucu akışkanların en önemli özelliği ise çoğunun, soğutma sistemlerindeki kompresörlerde kullanılan her türlü yağlama yağı ile uyum sağlamalarıdır.
- **Azeotropik Karışımlar:** Karışımında özelliğini korumayıp yeni bir farklı akışkan gibi özellik gösteren 500 serisi akışkanlardır. Üretim sırasına göre numaralandırma işlemi yapılmaktadır. En çok bilinenleri R-507, R-508A, R-508B ve R-509A'dır.

2.5.5 Hidrokarbonlar (HC)

Son yıllarda ozon tabakasının incilmesi ve küresel ısınma kaygıları yüzünden yanıcı ve patlayıcı olmalarına rağmen propan (R-290), bütan (R-600) ve izobütan (R-600a) soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır. Bütan ve izobütan, 400 serisi karışım gazlarında da kullanılmaktadırlar. Örneğin R-417A'da %3,4 oranında bütan, R-422A ve R-422D'de ise %3,4 oranlarında izobütan bulunmaktadır.

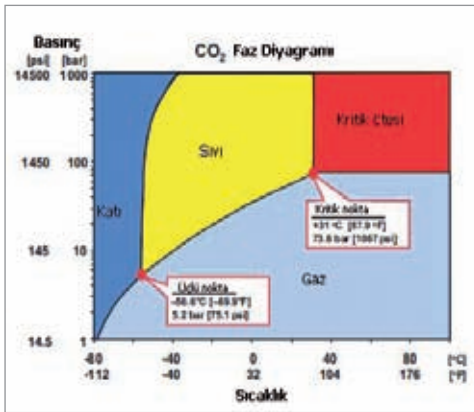
2.5.6 İnorganik Soğutucu Akışkanlar

İnorganik soğutucu akışkanlar 1900'li yıllarda çok kullanılmıştır. En önemlileri karbondioksit ve amonyaktır. Karbondioksit, soğutma endüstrisinin gelişme dönemlerinde yaygın olarak kullanılmıştır. Ancak, kritik nokta civarında veya üzerindeki ısı atımı nedeniyle ortaya çıkan soğutma tesir katsayısındaki düşüş ve yüksek çalışma basınçları nedeniyle yerini halokarbon soğutucu akışkanlara bırakmıştır. Halokarbon soğutucu akışkanların çevre üzerindeki olumsuz etkileri nedeni ile alternatif, doğal soğutucu akışkan olarak yeniden kullanılmaya başlanmıştır. Güncel makine eşanjör teknolojisi, sistem kontrol elemanları sayesinde CO₂ verim yönünden transkritik çevrim ile özellikle kuzey ülkelerinde ve subkritik kaskad çevrim ile güney ülkelerinde rekabetçi seviyelere ulaşmıştır. Son zamanlarda soğuk içecek otomatlarında, süpermarketlerde, soğuk oda-

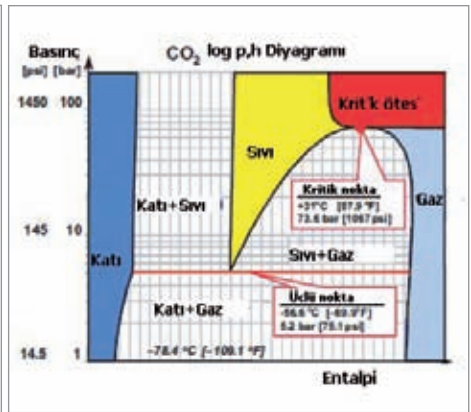
larda, gıda üretim ve işleme tesislerinde, endüstriyel dondurma üretim makinalarında, ısı pompalarında ve araç klimalarında CO₂'nin soğutucu akışkan olarak kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. R-744 (CO₂), 31,06°C düşük kritik nokta sıcaklığı ve 73,8 bar yüksek kritik nokta basıncından dolayı diğer geleneksel soğutucu akışkanlara nazaran bir takım ek teknik gereksinimlere ihtiyaç duymaktadır.

Bir soğutma sistemi tasarlarken soğutucu akışkan özellikleri büyük önem arz etmektedir. CO₂ özelliklerinin diğer geleneksel soğutucu akışkanlardan farklı olduğu bilinmektedir. Karşılaştırma yapıldığında CO₂'nin en dikkat çekici özelliği düşük kritik nokta sıcaklığı (31,06°C) ve yüksek basıncıdır (73,8 bar). CO₂'yi uygulamadaki diğer bir sınırlayıcı etken -56,6°C ve buna karşılık gelen 5,1 bar basınçtaki yüksek üçlü noktasıdır. Ayrıca geleneksel akışkanlarla (CFC, HCFC, HFC, HC) karşılaştırıldığında buhar basıncı ve hacimsel ısı transferi kapasitesi (0°C'de 22545 kJ/m³) oldukça yüksektir.

CO₂ faz diyagramından da görüleceği gibi iki fazın denge halinde bulunduğu üç durum vardır: Katı-Gaz, Katı-Sıvı, Sıvı-Gaz denge durumları. Atmosfer basıncı altında CO₂ yalnızca katı veya gaz halde bulunabilir. Bu basınçta sıvı faz mümkün değildir. Bu sıcaklığın üzerinde CO₂ süblimleşerek gaz fazına geçer. 5,2 bar ve -56,6°C CO₂'nin üç halinin dengede olduğu koşuldur. Bu şartlarda maddenin üç hali denge durumundadır. 31,1°C'de CO₂ kritik noktaya ulaşır. Bu noktada sıvı ve gaz fazının yoğunlukları eşittir ve iki faz arasındaki farklılık ortadan kalkar. Bunun sonucunda yeni bir fazın ortaya çıkması söz konusudur. Maddenin bu fazına süperkritik faz denir. Şekil 2.51'de CO₂ faz diyagramı, Şekil 2.52'de ise CO₂'nin lnP-h diyagramı verilmektedir. Tablo 2.2'de günümüzde en çok kullanılan soğutucu akışkanların bazı temel kimyasal ve fiziksel özellikleri verilmiştir. R-12 yeni sistemlerde kullanılmamasına rağmen karşılaştırma amaçlı olarak tabloda verilmiştir.



Şekil 2.51 CO₂ faz diyagramı [10]



Şekil 2.52 CO₂ lnP – h diyagramı [10]

Tablo 2.2 En Çok Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Termofiziksel Özellikleri

	Kimyasal formülü	Karışım oranı	Buharlaştırma sic. 1 atm. (°C)	Buharlaştırma gizli ısı 1 atm (kJ/kg)	Kritik basınç (kPa)	Kritik sıcaklık (°C)	ODP (CFC-12=1)	GWP (CO ₂ =1) (GWP), C
R-12	CCl ₂ F ₂	-	-29,8	151,3 (0°C)	4116	112	1	8500
R-22	CHClF ₂	-	-40,8	233,5	4981	96,24	0,05	1500
R-134a	CH ₂ FCF ₃	-	-26,5	217,2	4060	101,1	0	1300
R-404A	CHF ₂ CF ₃ CH ₃ CF ₃ CH ₂ F CF ₃	R-125%44 R-143a%52 R-134a %4	-46,5	201,5	3732	72,1	0	3260
R-407C	CH ₂ F ₂ CHF ₂ CF ₃ CH ₂ F CF ₃	R-32 %23 R-125 %25 R-134a%52	-43,5	245,1	4619	86,74	0	1526
R-410A	CH ₂ F ₂ CHF ₂ CF ₃	R-32 %50 R125 %50	-51,5	276,2	4926,1	72,12	0	1725
R-417A	CHF ₂ CF ₃ CH ₂ F CF ₃ CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	R-125%46,6 R-134a %50 R-600 %3,4	-39,12	197,9	4036	87,04	0	1950
R-422A	CH ₂ F CF ₃ CHF ₂ CF ₃ (CH ₃) ₃ CH	R-134a %11,5 R-125 %85,1 R-600a %3,4	-46,5	175,8	3747	71,75	0	2530
R-422D	CH ₂ F CF ₃ CHF ₂ CF ₃ (CH ₃) ₃ CH	R-134a %31,5 R-125% 65,1 R-600a %3,4	-43,20	187	3903	79,56	0	-
R-508B	CHF ₃ CF ₃ CF ₃	R-23 %46 R116 %54	-88	128,7 (-40°C)	3926	14	0	10350
R-744	CO ₂	Karbondi-oksit	-78,4	-	7377	31	0	1
R-717	NH ₃	Amonyak	-33,3	-	11333	132,2	0	0
R-290	C ₃ H ₈	propan	-42,1	-	4248	96,7	0	11
R-600	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	bütan	-0,55	-	3796	152	0	3
R-600a	(CH ₃) ₃ CH	izobütan	-11,67	-	3640	135	0	3

2.5.7 Soğutucu Akışkanların Özellikleri

Soğutucu akışkanların, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre özelliklerinin değişeceği bilinmektedir. Uygulama şartlarına ve kullanılan sistemin amacına göre uygun soğutucu akışkan seçilmektedir. Soğutucu akışkanlarda olması gereken özelliklerin hepsini yerine getirebilen bir soğutucu akışkan mevcut değildir. Bir soğutucu akışkanda olması istenilen özellikler aşağıda verilmektedir:

- Çevre ile uyumlu olmalı,
- Zehirleyici, yanıcı, yakıcı ve patlayıcı olmamalı,
- Buharlaştırma veya yoğunlaşma gizli ısısı yüksek olmalı,
- Çalıştığı sürece kimyasal kararlılığını sürdürmeli,
- Sistemde kullanılan diğer malzemelerle (filtre, yağ, boru vs.) reaksiyona girmemeli,
- Sistemde kullanılan yağ ile karışabilmeli ama reaksiyona girmemeli,
- Yoğuşma basıncı düşük olmalı,
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalı,
- Yüksek gerilim olduğu zaman bile elektriği iletmemeli,
- Nem çözünürlüğü az olmalı,
- Küçük kaçaklarda bile tespit edilebilmeli,
- Ucuz, kolayca taşınabilen ve yeniden kullanılmaya elverişli olmalı,
- Buharlaştırma sıcaklığı düşük olmalı,
- Çabuk ve kolay temin edilebilmeli,
- Her yerde sisteme kolayca şarj edilebilmeli,
- Donma sıcaklığı düşük olmalı,
- Isı iletkenlik katsayısı yüksek olmalı,
- Özgül hacmi küçük olmalıdır.

Soğutucu akışkanların, yukarıda tarif edilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi için bazı kimyasal, fiziksel ve termodinamiksel özelliklere sahip olması gerekmektedir. Bir soğutma sisteminde; uygulamadaki çalışma şartları, çevresel etkiler ve enerji verimliliği gibi kavramlar göz önüne alınarak bu şartları sağlayan uygun soğutucu akışkan seçilerek kullanılmaktadır. Soğutucu akışkanların çevresel özellikleri ile ilgili iki temel kavram mevcuttur. ODP (Ozon Tüketme Potansiyeli - Ozone Depletion Potential): Bir gazın ozon tabakasına verebileceği zararı ifade eder. Bağlı bir değer olarak bulunur. GWP (Küresel Isınma Etkisi - Global Warming Potential): CO₂'in GWP'si 1 kabul edilerek belli zaman sürecinde bir sera gazının çevreye küresel ısınma etkisini CO₂'e bağlı olarak veren değerdir.

2.5.8 Soğutucu Akışkanların Numaralandırılması

Halokarbonların (CFC, HCFC ve HFC) numaralandırma işlemi ilk olarak soğutucu akışkan üreticisi olan Dupont firması tarafından ortaya konmuş, daha sonra ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration Air Conditioning Engineer) tarafından standart haline getirilmiştir. CFC, HCFC ve HFC gruplarındaki soğutucu akışkanlar aşağıda belirtilen sisteme göre numaralandırılır. Halokarbonların numaralandırılmasında genel kural R-XYZ şeklindedir. Burada R İngilizce “refrigerant” soğutucu akışkan anlamındadır. X, birinci sayıyı, Y ikinci sayıyı ve Z ise üçüncü sayıyı ifade etmektedir. 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 R-134, R-134a, R-134b).

1. sayı = X = Karbon-1 (eğer 0 ise yazılmaz)
2. sayı = Y = Hidrojen+1
3. sayı = Z = Flor sayısı

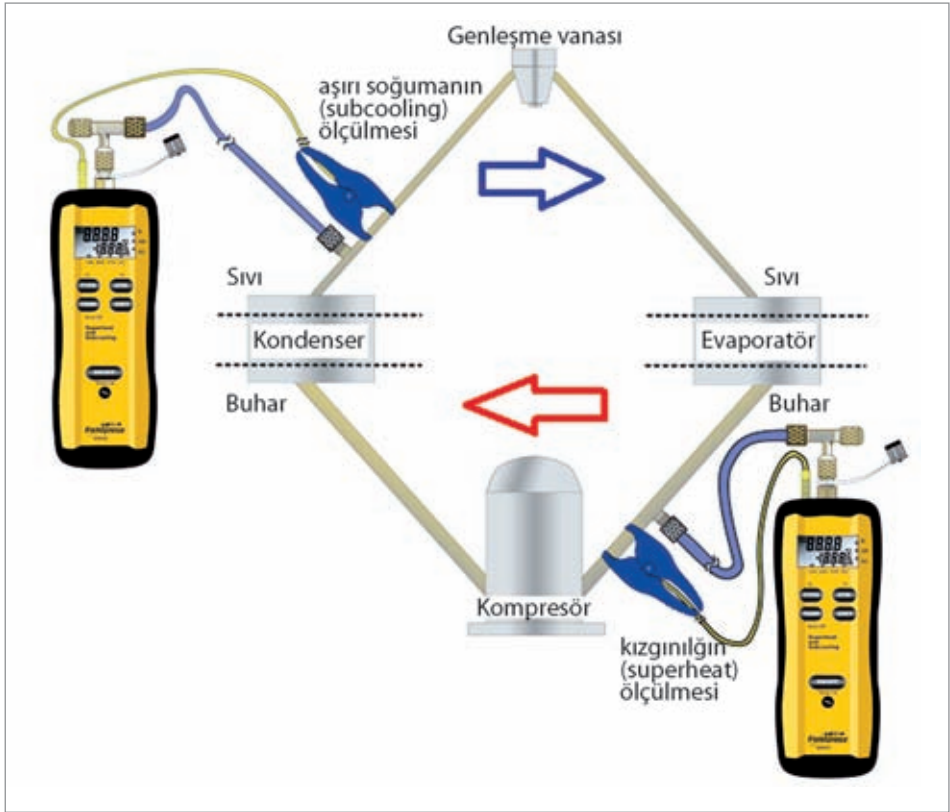
Karışım gazları ise üretim sırasına göre, inorganik soğutucu akışkanlar ise mol kütlesine göre numaralandırılırlar. Tablo 2.3’te soğutucu akışkanların numaralandırılması örneklerle gösterilmektedir.

Tablo 2.3 Soğutucu akışkanların numaralandırılması (R: refrigerant, soğutucu akışkan)

Numara	Anlamı	Örnek
R-XYZ	Halokarbonlar X=Karbon atom sayısı-1 (C -1) Y=Hidrojen atom sayısı+1 (H+1) Z= Flor atom sayısı (F)	Monoklorodiflorametan: CHClF_2 (C -1) = 1- 1=0 (H+1) = 1+ 1=2 (F)= 2 R-022 (X=0 ise yazılmaz) R-22
		Pentafloraetan: C_2HF_5 (C -1) = 2- 1 =1 (H+1) = 1+ 1=2 (F)= 5 R-125
		Propan: C_3H_8 (C -1) = 3- 1=2 (H+1) =8+ 1=9 (F)= 0 R-290
R-4xx	Zeotropik karışım xx = üretim sırasına göre	R-404A: (R-125+R-143a+R-134a) (%44-%52-4) R-410A: (R-32+ R-125) (%50-%50) R-407C: (R-32+R-125+R-134a) (%23+%25+%52)
R-5xx	Azeotropik karışım xx = üretim sırasına göre	R-502 : (R-22 + R-115) (%51,2-% 48,8) R-507A: (R-125+R-143a) (%50-%50) R-508B: (R-23+R-116) (%50-%50)
R-7xx	İnorganik bileşimler xx = molar kütlelerine göre (yuvarlatılmış değerler)	R-717: Amonyak($M_{\text{NH}_3}=17\text{g/mol}$), (N=14, H=1) R-744: Karbondioksit($M_{\text{CO}_2}=44\text{g/mol}$), (C=12,O=16) R-764: Sülfirdioksit($M_{\text{SO}_2}=64\text{g/mol}$), (S=32, O=16) R-718: Su ($M_{\text{H}_2\text{O}}=18\text{ g/mol}$), (H=1, O=16)
RxyzBt	Halonlar xyz CFC gibi ve t = bromine	R-13B1: 1 C, 0 H, 3 F, 1 Br, 1 Cl
Halon xyzt	Halonlar X=C, y=F, z=CL, t=Br	Halon 1211= CF_2ClBr Halon 1301= CF_3Br

2.6 KIZGINLIK (SUPERHEAT) VE AŞIRI SOĞUMA (SUBCOOLING) KAVRAMLARI

Mekanik buhar sıkıştırma soğutma çevrimlerinde kızgınlık (superheat) emiş hattında ve aşırı soğuma (subcooling) ise sıvı hattında meydana gelmektedir. İki değer de soğutma sistemleri için önemli kavramlardır. Mekanik sıkıştırma soğutma sistemlerinde genleşme vanasına buhar molekülleri ve kompresöre ise sıvı moleküllerin girmesi istenmez. Sistem tasarımı yapılırken aşırı soğuma değerinin iyi belirlenerek soğutucu akışkanın genleşme vanasına buhar, kızgınlık değerinin iyi belirlenerek soğutucu akışkanın kompresöre sıvı olarak girmesi önlenmelidir. Şekil 2.53'te kızgınlık ve aşırı soğuma bölgeleri ve ölçüm noktaları gösterilmektedir.



Şekil 2.53 Kızgınlık ve aşırı soğutma bölgeleri ve ölçüm noktaları

Aşırı Soğuma (Subcooling)

Soğutucu akışkanların kondenserde tamamen sıvı hale gelmesi istenir ve buna göre tasarım yapılır. Kondenseden çıkan sıvı akışkanın, sıvı hattında meydana gelen basınç kayıplarından dolayı doyma sıcaklığı düşmekte ve genleşme vanasına girişinde buhar molekülleri oluşmaktadır. Oluşan buhar molekülleri genleşme vanasının çalışmasını

ve verimini olumsuz yönde etkilemektedir. Aşırı soğuma; bu olumsuzları önlemek için sıvı hattındaki basınç kayıplarını karşılayacak şekilde akışkan sıcaklığının yoğunlaşma sıcaklığının altına düşürülme işlemidir. Sıvı hatlarında basınç kayıplarının az olması için akışkan hız değerleri düşük tutulmaktadır. Hız değerlerinin ortalama 1,5 m/s geçmesi istenmemektedir. Soğutma sistemlerde en büyük problemlerden birisi de sıkıştırma esnasında yağ ayırıcı kullanılsa bile sisteme yağ karışımının engellenememesidir. Sıvı hattında soğutucu akışkan hızının düşük olması, yağın kompresör karterine döndürülebilmesi için olumsuz bir etken olarak görülebilir. Ancak sıvı hattında akışkan yağ ile kolay karışabildiği için, yağ akışı veya dönüşünde çok büyük problemler oluşmamaktadır.

Subcooling değerinin ölçülmesi için ise kondenser yoğunlaşma basıncı ölçülür ve akışkana göre tablolar yardımı ile o basınçtaki yoğunlaşma sıcaklığı belirlenir ve aynı zamanda genleşme valfi giriş sıcaklığı ölçülür. Kondenser yoğunlaşma sıcaklığından genleşme elemanı (TXV) giriş sıcaklığı çıkarılarak aşırı soğuma değeri bulunur.

Subcooling = Kondenser yoğunlaşma sıcaklığı-genleşme valfi (TXV) giriş sıcaklığı

Sıvı hatlarında basınç kayıplarının fazla olmaması için gereksiz yere yardımcı elemanlar kullanılmamalı, boru uzunluğu mümkün olduğu kadar kısa tutulmalı, dikey yükselen borulardan kaçınılmalı ve boru çapları uygun değerlerde seçilmelidir. Ayrıca boru iççiliği iyi yapılmalı, gereksiz yere dönüş ve kıvrımlardan kaçınılmalıdır. Boru bağlantıları standartlara uygun olmalı ve borular ezilmemelidir. Sıvı hattında buhar moleküllerinin oluşması genleşme ve solenoid valflerinin kapasitelerinin düşmesine, genleşme valfi iğnesinde aşınmalara, evaporatöre giren sıvı akışkan miktarının dengeleşmesine ve soğutma sisteminin kapasitesinin düşmesine neden olmaktadır. Bu olumsuzlukların önlenmesi için sıvı akışkanın sıvı hattındaki basınç kayıplarını karşılayacak şekilde akışkan sıcaklığının yoğunlaşma sıcaklığının altına düşürülmesi ve genleşme vanasına giren akışkanın tamamen sıvı olacak şekilde tasarım yapılmalıdır. Tasarım esnasında aşırı soğuma değerinin hesaplanabilmesi için sıvı hattında meydana gelebilecek basınç kayıplarının hesaplanması gerekmektedir.

Örnek: Soğutucu akışkan olarak R-404A kullanılan bir soğutma sisteminde;

- Kondenser yoğunlaşma basıncı ve sıcaklığı: 1958,3 kPa, 45°C
- Yükselen borulardaki sıvı yükseltme basınç kaybı (P_p): 145 kPa
- Borulardaki toplam sürtüme basınç kaybı (P_s): 45,5 kPa
- Sıvı hattı elemanlarında meydana gelen basınç kaybı (P_g): 82 kPa

Çözüm:

- Sıvı hattında meydana gelen toplam basınç kaybı $P_t = P_h + P_b + P_e$
 $P_t = 145 + 45,5 + 82$
 $P_t = 272,5 \text{ kPa}$
- 45°C 'deki yoğuşma basıncı = $1958,3 \text{ kPa}$ (manometrik basınç)
Genleşme valfi giriş basıncı (P_{TXV}) = Kondenser yoğuşma basıncı - Sıvı hattı basınç kaybı
 $= 1958,3 - 272,5$
 $= 1685,8 \text{ kPa}$ (manometrik basınç)

$$P_{\text{TXV}} = P_{\text{kondenser}} - \Delta P_{\text{sıvı hattı}}$$

$$P_{\text{TXV}} = 1958,3 - 272,5 \Rightarrow P_{\text{TXV}} = 1685,8 \text{ kPa}$$

- $1685,8 \text{ kPa}$ 'daki doyma sıcaklığı = 39°C (manometrik basınç)
- Aşırı soğuma = Kondenser yoğuşma sıcaklığı - Genleşme valfi giriş sıcaklığı

$$T_{\text{aşırı soğuma}} = T_{\text{kondenser}} - T_{\text{TXVg}}$$

$$\text{Aşırı soğuma} = 45^\circ\text{C} - 39^\circ\text{C} = 6^\circ\text{C}$$

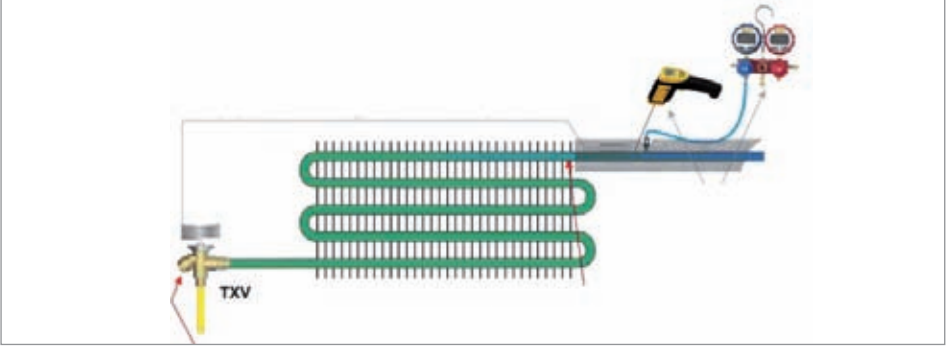
Bu sistemde kabul edilen basınç kayıplarına göre genleşme vanası girişinde buhar moleküllerinin oluşmaması için aşırı soğuma değerinin en az 6°C veya genleşme valfi giriş sıcaklığının en az 39°C olması gerekmektedir.

Kızgınlık (Superheat)

Akışkanın doyma basıncına karşılık gelen sıcaklıktan, daha yüksek sıcaklıkta bulunma haline kızgın buhar adı verilir. Mekanik sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde evaporatörde ısı çekerek tamamen doymuş buhar haline gelen akışkanın daha fazla ısıtılarak sıcaklığının artırılması kızgınlık olarak ifade edilir. Kızgınlık evaporatörün çıkışı, emiş hattı ve kızgınlığı meydana getirmek için uygulanan özel işlemler sonucu oluşur. Kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan içerisinde sıvı akışkan bulunmaz. Kızgınlığın temel amacı kompresöre sıvı akışkan girişini önlemektir. Ayrıca evaporatörün tüm yüzeyininin kullanılmasına yardımcı olur. Oto klimalarında $3\text{-}5^\circ\text{C}$ kızgınlık, yeterli olurken 10°C 'ye kadar çıkan kızgınlık değeri olan uygulamalar da vardır. Esas olan evaporatör kızgınlığı olmakla birlikte, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kompresör kızgınlığı ifadesi de kullanılmaktadır.

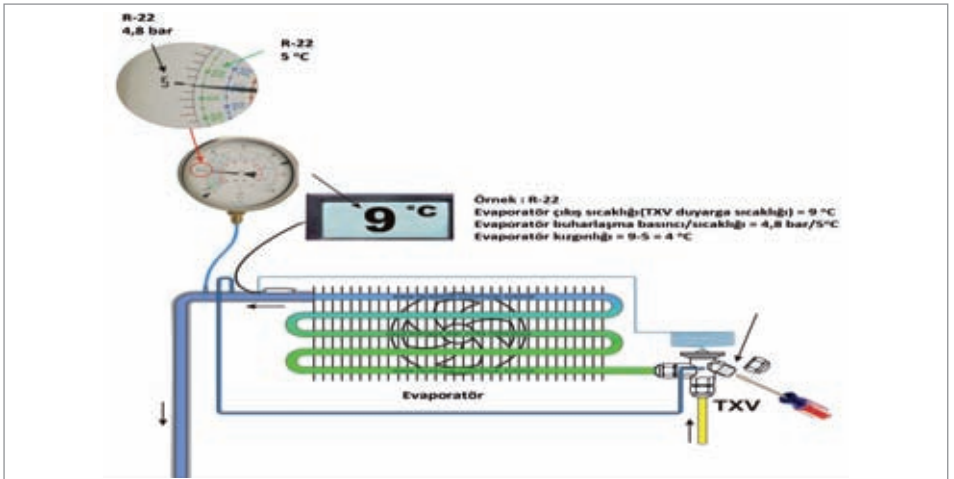
1. Evaporatör Kızgınlığı

Evaporatör kızgınlığının hesaplanabilmesi akışkanın evaporatördeki buharlaşma basıncı ölçülerek kullanılan soğutucu akışkana göre tablolarından yararlanılarak evaporatör buharlaşma sıcaklığı bulunur. Evaporatör çıkış sıcaklığının (TXV kuyruk sıcaklığı) termometre veya diğer sıcaklık ölçerleri ile ölçülmesi gerekmektedir. Evaporatör kızgınlığı; evaporatör çıkış sıcaklığından evaporatör buharlaşma sıcaklığının çıkarılması ile elde edilir. Şekil 2.54'te evaporatör kızgınlığının hesaplanması gösterilmektedir. Şekil 2.55'te de ise örnek bir uygulama verilmektedir.



$$\text{Evaporatör Kızgınlığı} = \text{Evaporatör çıkış sıcaklığı} - \text{Evaporatör buharlaşma sıcaklığı}$$

Şekil 2.54 Evaporatör kızgınlığının ölçülmesi

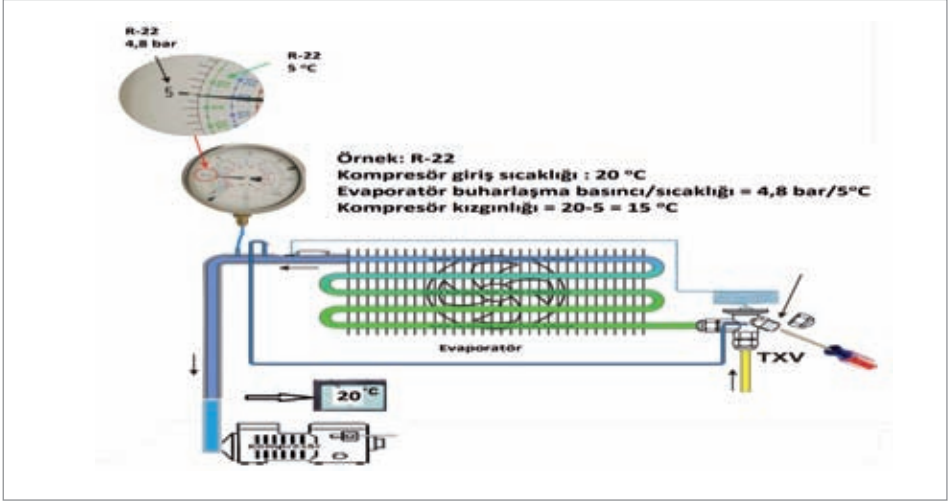


Şekil 2.55 Evaporatör kızgınlığının hesaplanması

2. Kompresör Kızgınlığı

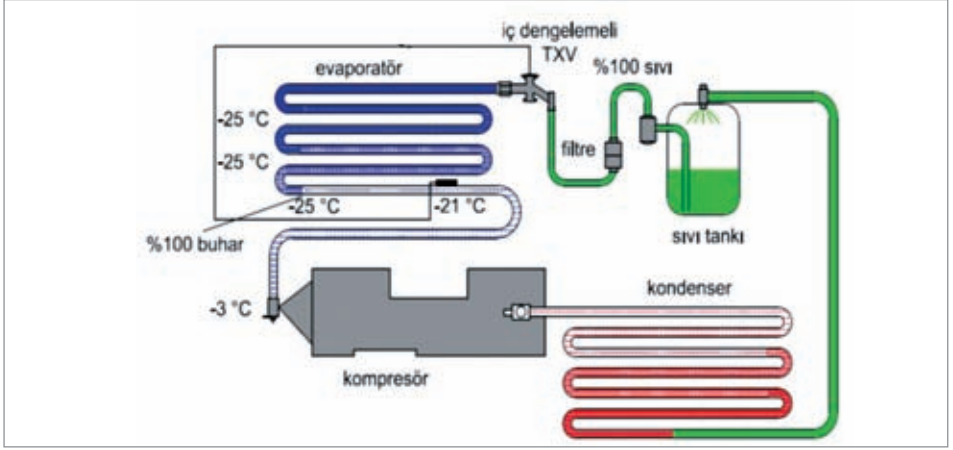
Kompresör kızgınlığının hesaplanabilmesi akışkanın evaporatördeki buharlaşma sıcaklığı ile kompresör giriş sıcaklığının ölçülmesi gerekmektedir. Kompresör kızgınlığı; kompresör giriş sıcaklığından evaporatör buharlaşma sıcaklığının çıkarılması ile elde edilir. Şekil 2.56’da kompresör kızgınlığının hesaplanması gösterilmektedir.

Kompresör Kızgınlığı = Kompresör giriş sıcaklığı–Evaporatör buharlaşma sıcaklığı



Şekil 2.56 Kompresör kızgınlığının hesaplanması

Şekil 2.57’de soğutma sisteminde evaporatör ve kompresör kızgınlığının hesaplanması örnek olarak gösterilmektedir. R-404A kullanılan bu sistemde evaporatör buharlaşma sıcaklığı -25, evaporatör çıkış sıcaklığı -21 ve kompresör giriş sıcaklığı -3 olarak ölçülmüştür.



Şekil 2.57 Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevriminde evaporatör ve kompresör kızıgnlığının gösterilmesi.

(Evaporatör kızıgnlığı= $[(-21)-(-25)]=4^{\circ}\text{C}$, kompresör kızıgnlığı= $[(-3)-(-25)]=22^{\circ}\text{C}$)

Evaporatör Kızıgnlığı

- 21 °C (evaporatör çıkış sıcaklığı)
- 25 °C (evaporatör buharlaşma sıcaklığı)

4 °C (evaporatör kızıgnlığı)

Kompresör Kızıgnlığı

- 3 °C (kompresör giriş sıcaklığı)
- 25 °C (evaporatör buharlaşma sıcaklığı)

22 °C (kompresör kızıgnlığı)

Çoğu servis elemanı emiş hattı ve kompresör girişinde aşırı derecede karlanma olduğu zaman, bu olayın soğutma sistemine özellikle kompresöre zarar vereceğini düşünürler. Aslında bu düşünce yüksek sıcaklık -özellikle- klima uygulamalarında doğrudur. Fakat düşük sıcaklık uygulaması olan soğutma işlemlerinde bu düşünce doğru değildir. Özellikle kompresör giriş sıcaklığı 0 °C altında olan soğutma uygulamalarında emiş borusu eğer yalıtılmamış ise, emiş hattı borusu yüzeyindeki havanın sıcaklığı çığ noktası sıcaklığının altına düşeceğinden emiş hattı boru yüzeyinde veya kompresör girişinde yoğunlaşma meydana gelir. Yoğunlaşan bu su; emiş hattı boru yüzey sıcaklığı veya kompresör giriş sıcaklığı 0 °C altında ise donar ve karlanma meydana gelir. Bu normal bir durumdur ve kompresör için herhangi bir tehlike arz etmez.

Örnek: Ürün muhafaza (oda) sıcaklığı - 25 °C ve bağıl nem değeri %95 olan bir soğuk odanın evaporatör kızıgnlığı 5 °C ve kompresör kızıgnlığı 20 °C olduğuna göre;

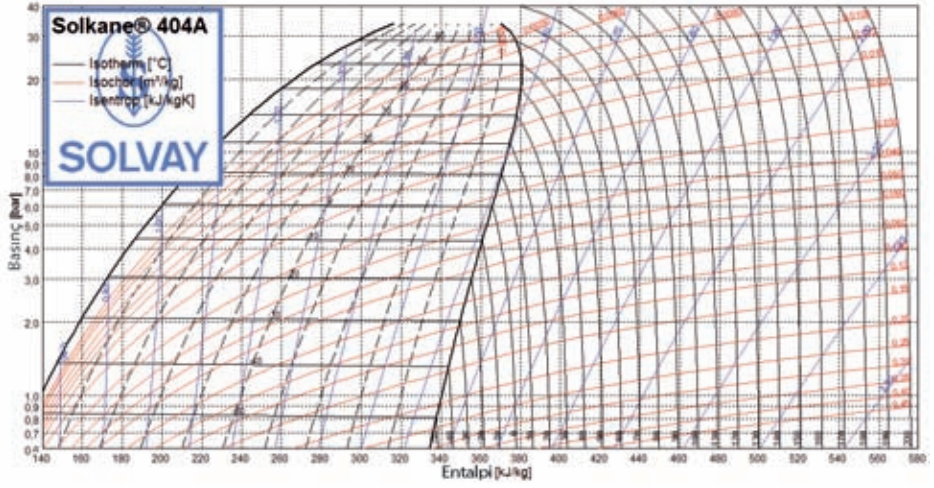
- a) buharlaşma sıcaklığını,
- b) evaporatör çıkış sıcaklığını (TXV duyarga sıcaklığı),
- c) kompresör giriş sıcaklığını bulunuz.
- d) kompresör; çığ noktası sıcaklığı 15°C olan bir ortamda ve emiş hattı yalıtılmamış ise kompresör girişinde karlanma olur mu? Bu olay kompresör için normal bir durum mudur?

Çözüm:

- a) Tablo 2.1'deki Eurovent ENV 328'e göre oda bağıl nemi %95 ve muhafaza sıcaklığı -25°C ise evaporatör buharlaşma sıcaklığı -31°C seçilmelidir.
- b) Evaporatör çıkış sıcaklığı: $-31 + 5 = -26^{\circ}\text{C}$
- c) Kompresör giriş sıcaklığı: $-31 + 20 = -11^{\circ}\text{C}$
- d) Kompresör giriş sıcaklığı = $-11 < 15$ çığ noktası sıcaklığı olduğu için kompresör girişinde dış ortamdaki hava içerisindeki su buharı yoğunlaşır. Giriş sıcaklığı -11°C olduğu için yoğunlaşan su karlanmaya neden olabilir. Bu nedenden dolayı meydana gelen karlanma, kompresör için normal bir durumdur. Çünkü, karlanma dış yüzeyde olmakta, kompresöre zarar vermemektedir.

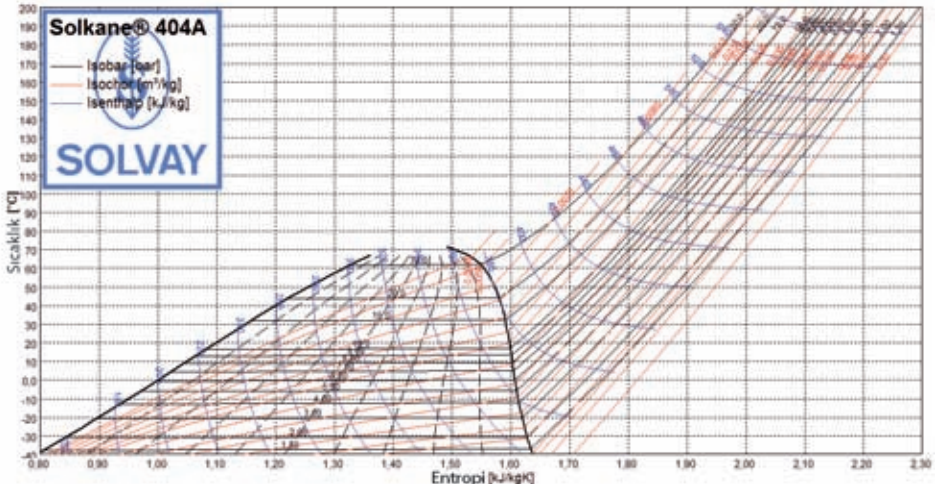
2.7 BASINÇ-ENTALPİ (P-h) VE SICAKLIK-ENTROPİ (T-s) DİYAGRAMLARI

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin analizinde P-h ve T-s diyagramları kullanılır. Uygulamada en yaygın olarak kullanılanı ise P-h diyagramıdır. Her bir akışkan için farklı P-h ve T-s diyagramları mevcuttur. Şekil 2.58'de R-404A akışkanı için P-h diyagramı gösterilmektedir. P-h diyagramında çanağın sol tarafında akışkan sıvı, çanak içerisinde sıvı+buhar karışımı ve çanağın sağ tarafında ise kızgın buhar halindedir. Soğutma çevrimleri çoğunlukla kritik sıcaklık veya kritik basınç değerlerinin altında gerçekleşir. Çok az da olsa, mesela CO₂ 'li soğutma sistemlerinde kritik sıcaklık üzerinde gerçekleşen soğutma çevrimi uygulamaları vardır. Çanağın sol tarafındaki eğri doymuş sıvı eğrisi, sağ tarafındaki eğri ise doymuş buhar eğrisidir. Çanağın tepe noktası kritik sıcaklık veya kritik basınç noktası olarak ifade edilir. P-h diyagramında yatay noktali çizgiler basınç, dikey noktali çizgiler entalpi, mavi çizgiler entropi, kırmızı çizgiler özgül hacim, sürekli siyah çizgiler sıcaklık (sıvı bölgesinde yaklaşık entalpi eğrilerine paralel, çanak içerisinde sabit, kızgın buhar bölgesinde ise eğimli bir şekilde devam etmektedir) ve çanak içerisindeki kesik çizgiler ise yüzde olarak sıvı+buhar oranlarını göstermektedir.



Şekil 2.58 R-404A için basınç-entalpi (P-h) diyagramı

Şekil 2.59'da ise T-s diyagramı gösterilmektedir. Diyagramda çanağın sol tarafındaki eğri doymuş sıvı eğrisi, sağ tarafındaki eğri ise doymuş buhar eğrisidir. Çanağın tepe noktası, kritik sıcaklık veya kritik basınç noktası olarak ifade edilir. T-s diyagramında yatay noktalı çizgiler sıcaklık, dikey noktalı çizgiler entropi, mavi çizgiler entalpi, kırmızı çizgiler özgül hacim, sürekli siyah çizgiler basınç ve çanak içerisindeki kesik çizgiler ise yüzde olarak sıvı + buhar oranlarını göstermektedir.

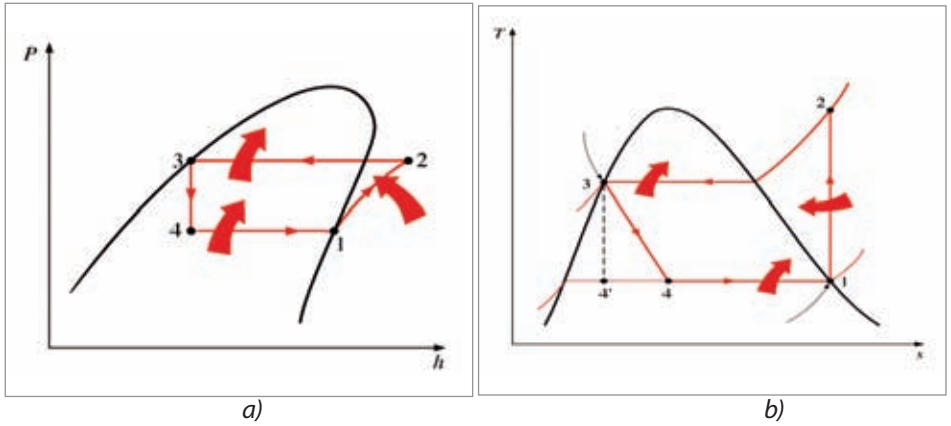


Şekil 2.59 R-404A için sıcaklık-entropi (T-s) diyagramı

Teorik soğutma çevrimlerinde sistemdeki evaporatör ve kondenserdeki basınç kayıpları, emiş hattı, basma hattı ve sıvı hattındaki basınç kayıpları ve ısı alışveriş-

leri, kızgınlık (superheat), aşırı soğuma (subcooling) değerleri ihmal edilmektedir. Sistemdeki akışkanın evaporatörden doymuş buhar olarak çıktığı ve aynı şartlarda kompresöre girdiği kabul edilir. Kompresörde sıkıştırma sırasında entropinin sabit kaldığı (izentropik verim=1) kompresör çıkış şartları ile kondenser giriş şartlarının aynı kaldığı kabul edilmektedir. Aynı şekilde kondenser çıkışı ile genişleme vanası giriş değerlerinin aynı olduğu varsayılmaktadır. Şekil 2.60'da teorik buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemleri için P-h ve T-s çevrimleri gösterilmektedir.

Bu çevrimlerde 1-2 arası kompresörde sıkıştırma (entropi sabit) işlemini, 2-3 arası kondenserde yoğunlaştırma işlemini, 3-4 arası genişleme vanasında basınç düşümü işlemini (entalpi sabit) ve 4-1 arası ise evaporatörde ısı çekme işlemi gösterilmektedir.



Şekil 2.60 Teorik soğutma çevrimin a) P-h b) T-s diyagramlarında gösterilmesi

Teorik P-h soğutma çevriminde;

- 1-2 arası kompresörde izentropik sıkıştırma işlemi;

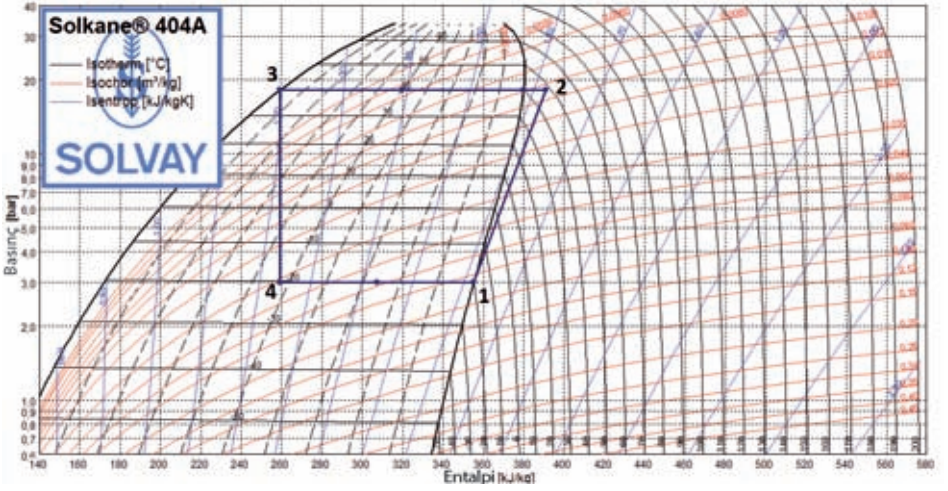
$$Q_{\text{komp}} = m (h_2 - h_1)$$
- 2-3 arası kondenserde sabit basınçta ısı atma ile yoğunlaştırma işlemi;

$$Q_{\text{kond}} = m (h_2 - h_3)$$
- 3-4 arası genişleme elemanında adyabatik (entalpi sabit) basınç düşürme işlemi;

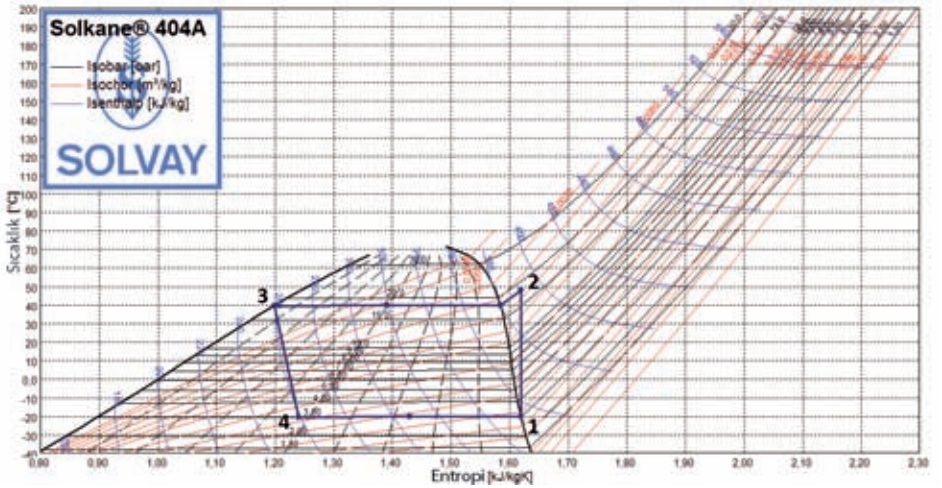
$$Q_{\text{txv}} = m (h_3 - h_4) = 0 \quad h_3 = h_4$$
- 4-1 arası evaporatörde sabit basınçta ısı çekme ile buharlaşma işlemi

$$Q_{\text{evap}} = m (h_1 - h_4)$$

Örnek: Şekil 2.61'de R-404A soğutucu akışkan kullanılan teorik bir soğutma çevriminin evaporatör buharlaşma sıcaklığı -20 (302 kPa veya 3,02 bar), ve kondenser yoğunlaşma sıcaklığı 40°C (1829,2 veya 18,3 bar) ölçülmüştür. Bu teorik çevrimin P-h ve T-s diyagramlarında gösterimi şekil 2.61 ve şekil 2.62'de verilmiştir.

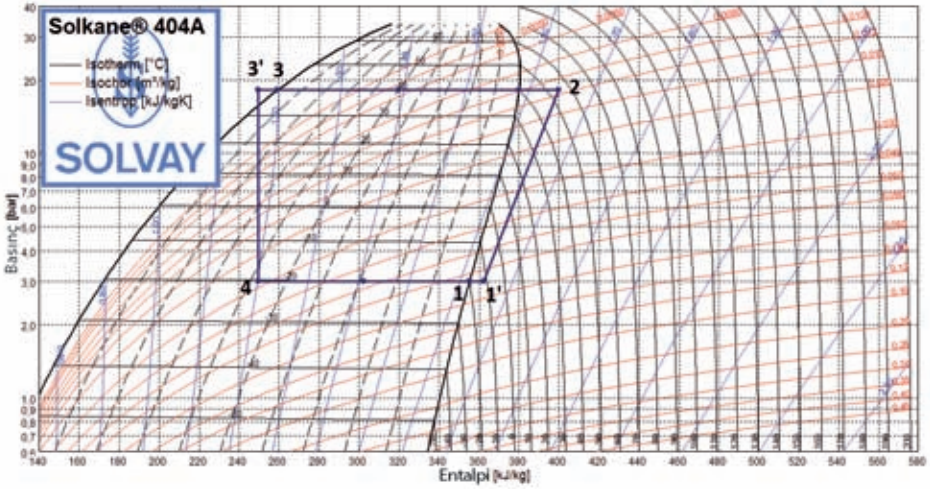


Şekil 2.61 R-404A akışkanlı teorik soğutma çevriminin P-h diyagramında gösterilmesi

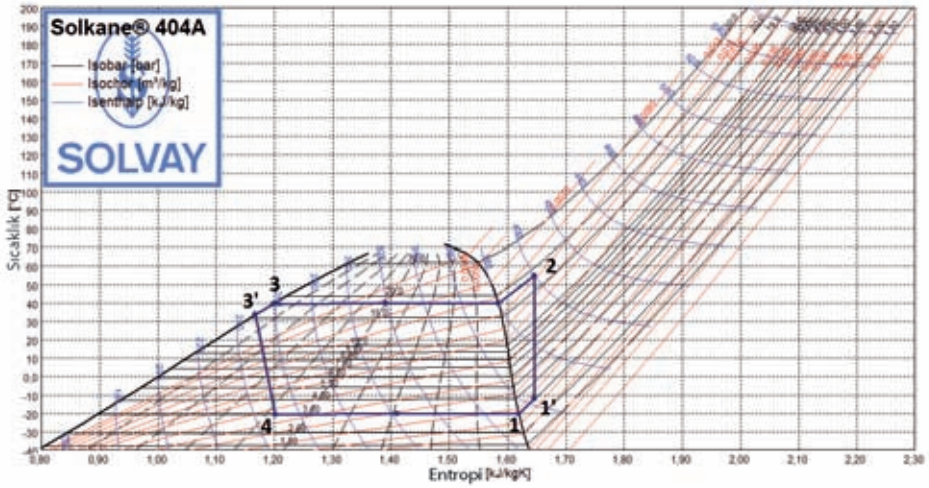


Şekil 2.62 R-404A akışkanlı teorik soğutma çevriminin T-s diyagramında gösterilmesi

Eğer sistemde kızgınlık ve aşırı soğuma varsa (gerçekte istenen ve gerçekleşen bir durumdur) Şekil 2.63 ve Şekil 2.64'te P-h ve T-s diyagramlarında aşırı soğuma ve kızgınlığın olduğu çevrimler gösterilmektedir. Çevrimlerde 3-3' aşırı soğuma değerini (8°C) ve 1-1' ise kızgınlık değerini (8°C) göstermektedir.

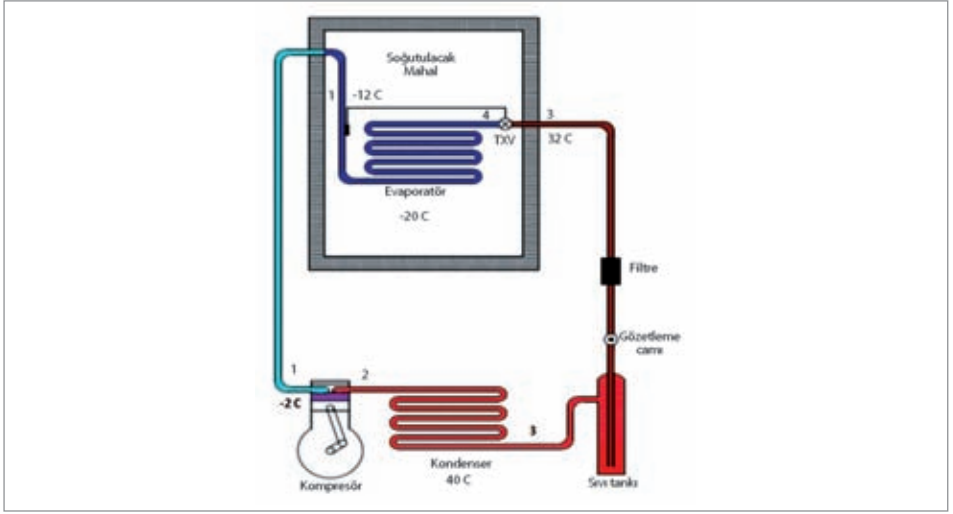


Şekil 2.63 P-h diyagramında kızgınlık ve aşırı soğumanın gösterilmesi



Şekil 2.64 T-s diyagramında kızgınlık ve aşırı soğumanın gösterilmesi

Örnek: Şekilde sıcaklık ve değişim noktaları verilen soğutma çevriminde R-410A soğutucu akışkanı kullanılmaktadır. Yoğuşma sıcaklığı 40°C ve buharlaşma sıcaklığı -20°C olmaktadır. EEV giriş sıcaklığı 32°C , evaporatör çıkış sıcaklığı -12°C ve kompresör giriş sıcaklığı -2°C ölçülmüştür. Sıkıştırma işlemi izentropik olarak gerçekleşmekte, sıkıştırma işlemi esnasında entropi sabit kalmaktadır. P-h ve T-s diyagramları üzerinde çevrimi gösteriniz. Basınç kayıpları ihmal edilmektedir.



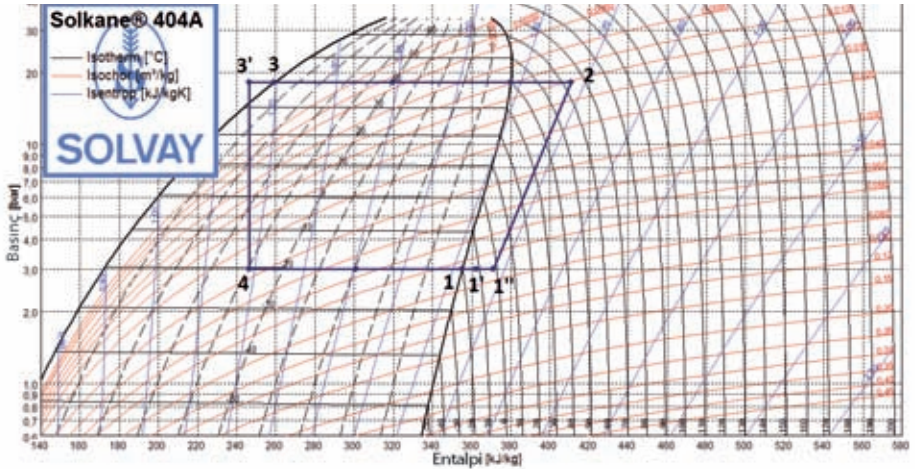
Sekil 2.65 Soğutucu akışkanlı soğutma çevrimi

Çözüm:

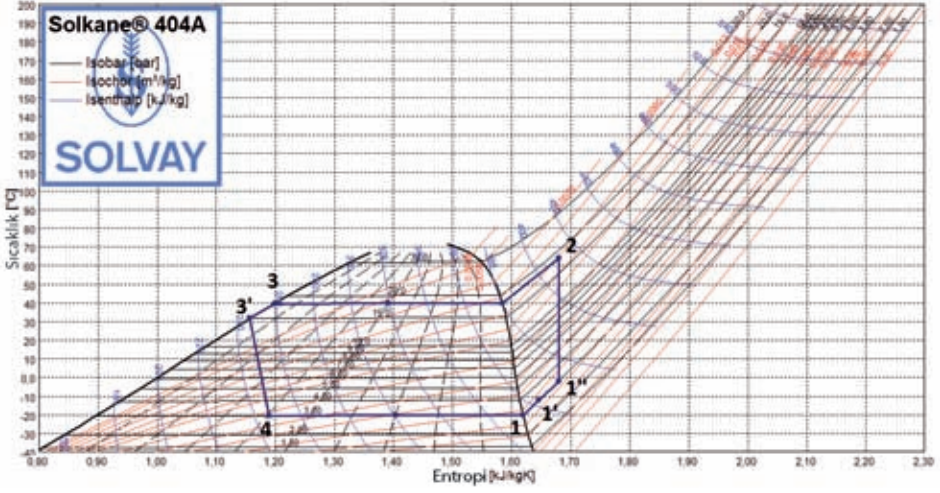
Aşırı Soğuma = $(40 - 32) = 8^{\circ}\text{C}$

Evaporatör kızgınlığı = $[(-12) - (-20)] = 8^{\circ}\text{C}$

Kompresör kızgınlığı = $[(-2) - (-20)] = 18^{\circ}\text{C}$



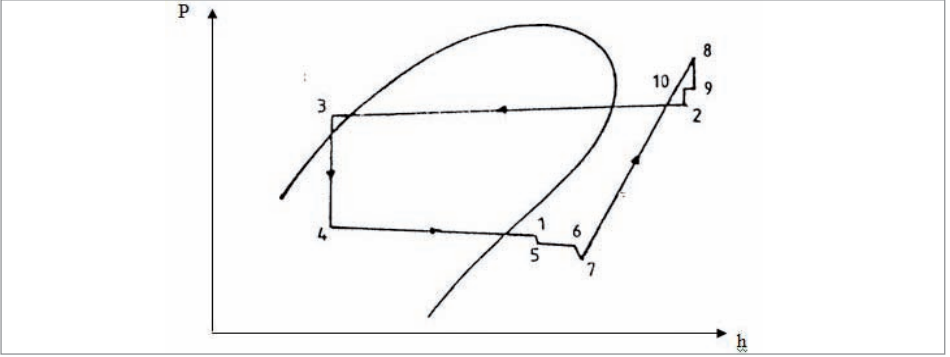
Şekil 2.66 Sistemin P-h diyagramında gösterilmesi



Şekil 2.67 Sistemin T-s diyagramında gösterilmesi

Gerçek Çevrimin P-h Diyagramında Gösterilmesi:

Uygulamada P-h ve T-s çevrimleri daha farklı boyut kazanırlar. Bunun nedeni olarak, çevrim esnasında meydana gelen basınç kayıpları ve ısı alışverişleri gösterilebilir. Gerçek çevrimde; evaporatörü (1) noktasında terk eden soğutucu akışkanın (1-5) arasında emme hattındaki yük kaybından dolayı basıncı düşer. Soğutucu akışkana ortamdan ısı geçişi neticesinde (5-6) arasında sıcaklık artar ve (6-7) arasında ise emme valfindeki basınç kaybı yüzünden basınç düşer. Kompresöre (7) noktasında giren soğutucu akışkanın, (8) noktasında (8 noktası, kompresörün izentropik verim değerine göre değişir. Genelde eski ve verimsiz çalışan kompresörlerde bu değer sağa doğru kayar ve kompresörün harcadığı enerji artar) kompresörü terk ettikten sonra, (8-9) arasında çıkış valfinde basınç düşer, (9-10) arasında ortama ısı kaybı nedeniyle sıcaklığı azalır, (10-2) arasında basma hattındaki borularda yük kayıplarından dolayı basıncı düşer. Soğutucu akışkan yoğuşturucuya (2) noktasında girer ve yoğuşturucudaki borularda sürtünmeler sebebiyle basınç bir miktar düşer. Soğutucu akışkan (3) noktasında yoğuşturucuyu terk eder ve kısılma vanasına girer. (3-4) arasında kısılma işleminde soğutucu akışkan genişlerken basıncı ve sıcaklığı düşer. Kısılma işlemi, gerçek çevrimde sabit entalpide olmaz. Soğutucu akışkan (4) noktasında buharlaştırıcıya girer, ortamdan ısı çekerek buharlaştırıcıyı kızgın buhar olarak (1) noktasında terk eder. Yoğuşturucuda olduğu gibi borulardaki sürtünmeler sebebiyle evaporatörde buharlaşma esnasında basınç kaybı meydana gelir. Şekil 2.68'de gerçek buhar sıkıştırma soğutma çevrimin P-h diyagramı verilmektedir.



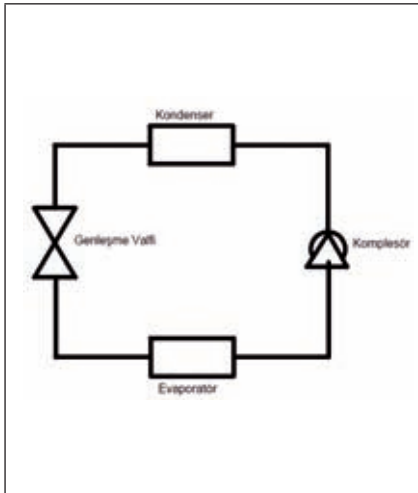
Şekil 2.68 Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimin P-h diyagramında gösterilmesi

2.8 CO₂ SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

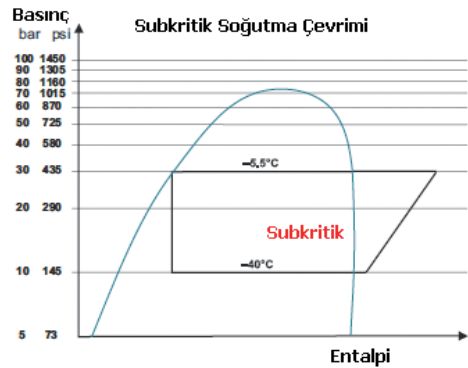
CO₂ soğutma sistemlerinde Subkritik ve Transkritik olmak üzere iki tip temel çevrim vardır. Subkritik olarak adlandırılan çevrimin tamamında basınç kritik noktanın altındadır. Transkritik çevrimde ise çevreye ısı geçişi kritik noktanın üzerinde gerçekleşir.

Direkt Genleşmeli CO₂ Subkritik Çevrim

Subkritik çevrim soğutma endüstrisinde en çok kullanılan sistemdir. Bütün sıcaklıklar ve basınçlar kritik noktanın altında, üçlü noktanın üzerindedir. Tek kademeli CO₂ subkritik çevrim oldukça basit bir sistemdir. Fakat kısıtlı sıcaklık aralığı ve yüksek basınçtan dolayı bazı dezavantajları bulunmaktadır. Düşük yoğuşma sıcaklığından dolayı çevreye ısı geçişinin gerçekleşmesi güçleşir. Çalışma basıncı 60 bar seviyelerindedir.



Şekil 2.69 Direkt genleşmeli CO₂ subkritik çevrim

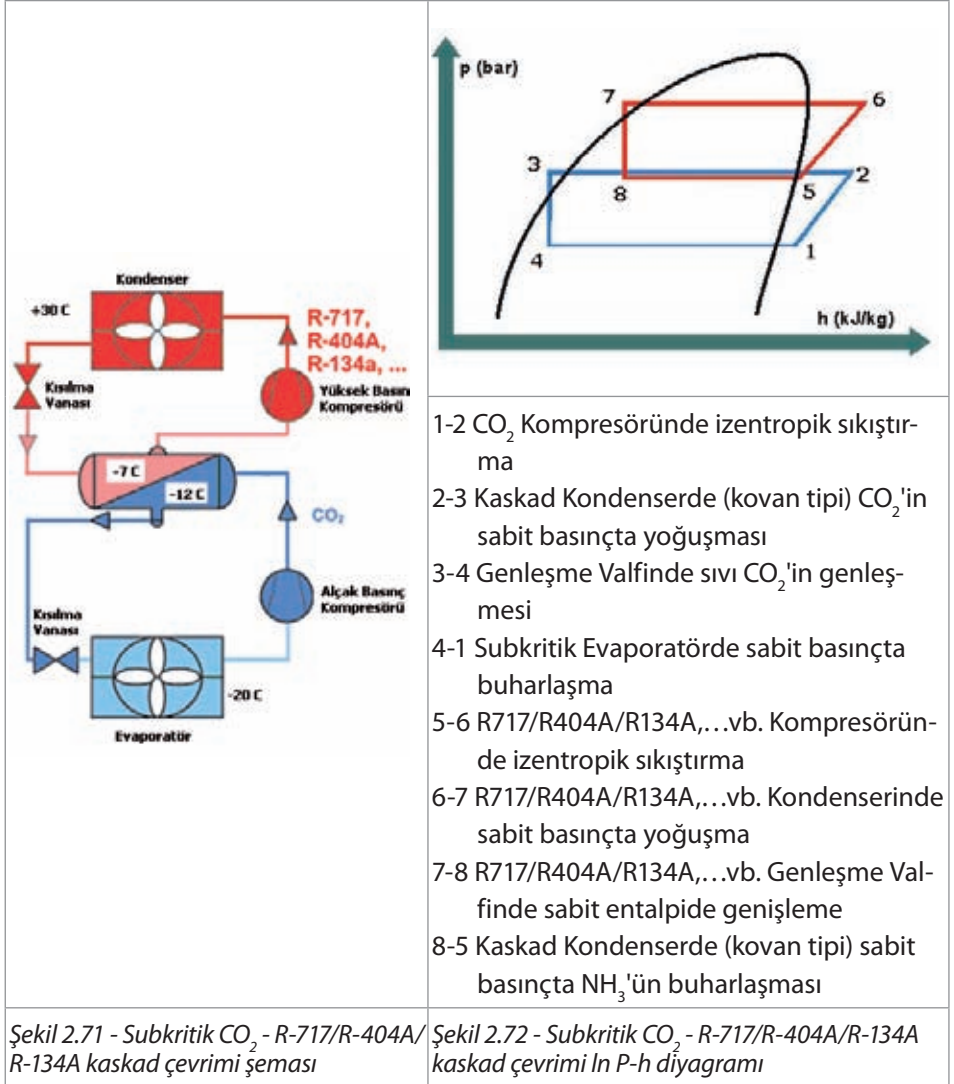


Şekil 2.70 Direkt genleşmeli CO₂ subkritik çevrim In P- h diyagramı

CO₂ Subkritik Kaskad Çevrimi

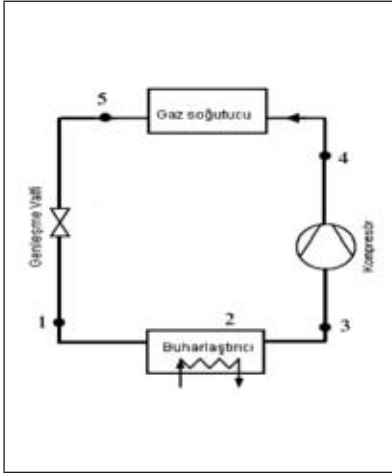
CO₂ kaskad sistem, birbirine karışmayan iki farklı akışkanlı iki çevrimden oluşan bir soğutma çevrimidir. İki çevrimden bir tanesi genellikle sıkıştırma çevrimidir ve dışarıya ısı geçişinin gerçekleştiği çevrimdir. Bu sistemlerde, akışkan olarak R 717 (NH₃, amonyak) başta olmak üzere, R404A ve uygun diğer HFC akışkanlar kullanılır. Bu tip sistemlerde çalışma basıncı 40-45 bar dolaylarındadır.

Kaskad sistemlerde farklı olarak kaskad kondenseri olarak bilinen ısı değiştiricisinde CO₂ yoğunlaşırken, yüksek sıcaklık tarafındaki akışkan buharlaşmaktadır. Bu tip ısı değiştiriciler plaka tipi veya boru-kovan tipinde olabilir.

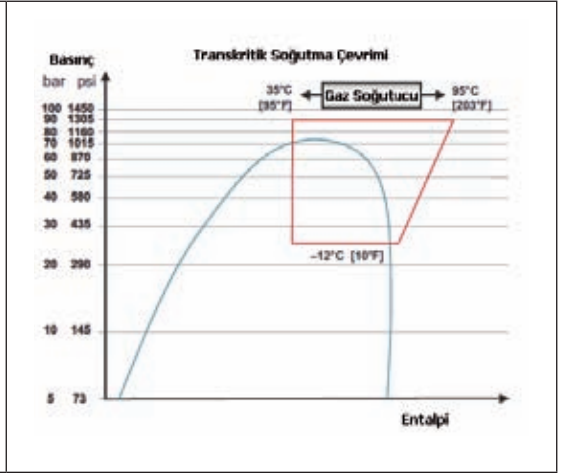


CO₂ Transkritik Çevrim

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



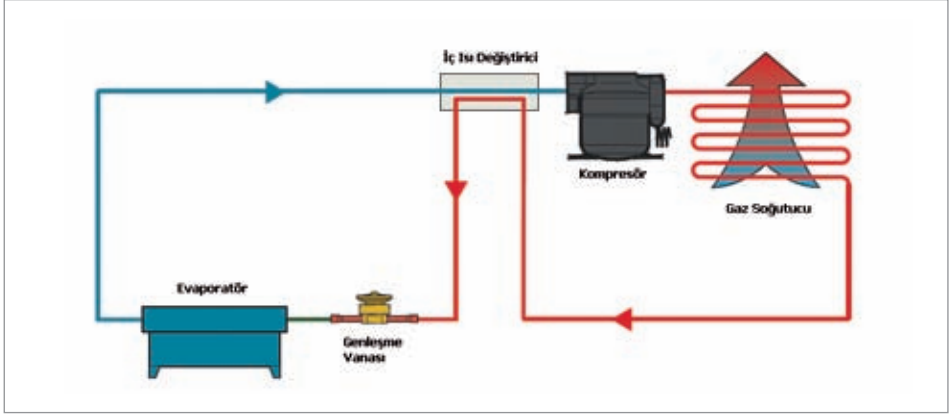
Şekil 2.73 CO₂ Transkritik çevrim



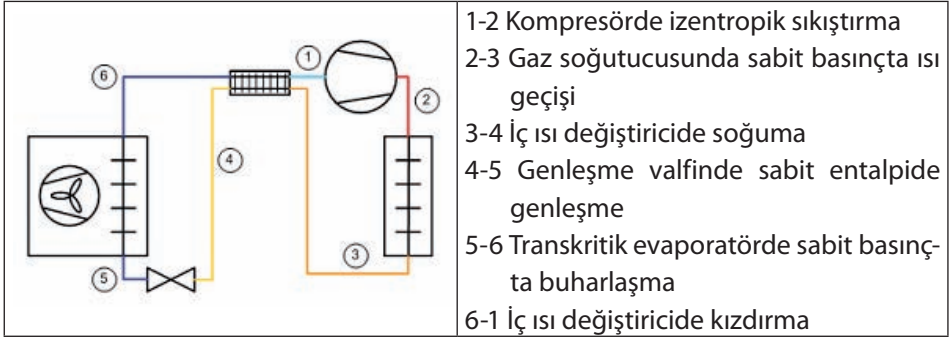
Şekil 2.74. CO₂ Transkritik çevrim lnP-h diyagramı

İç Isı Değiştiricili Tek Kademeli Basit Transkritik Çevrimi

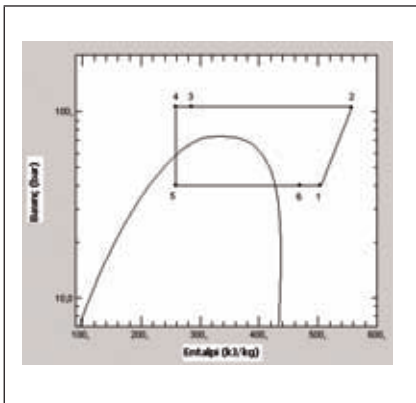
Transkritik sistemlerde etkenliği artırmaya yönelik olarak iç ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Bu eşanjör, sistemin EER değerini artırmaya yönelik hem buhar soğutucu çıkış sıcaklığını düşürürken kompresöre sıvı kaçmasını engellemek için akümülatör görevi görerek evaporatör çıkışında buhar olmasını garanti altına alır. Şekil 2.75'de iç ısı değiştiricili CO₂ transkritik çevrim, Şekil 2.76'da iç ısı değiştiricili CO₂ transkritik çevrim, Şekil 2.77'de iç ısı değiştiricili CO₂ transkritik çevrim lnP-h diyagramı ve Şekil 2.78'de iç ısı değiştiricili CO₂ transkritik çevrimin T-s diyagramı verilmektedir.



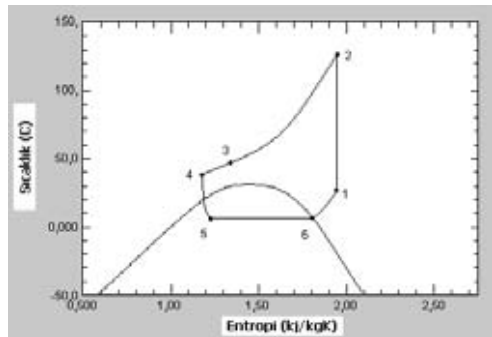
Şekil 2.75 İç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim



Şekil 2.76 İç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim



Şekil 2.77 İç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim lnP-h diyagramı



Şekil 2.78 İç ısı değiştiricili CO_2 transkritik çevrim T-s diyagramı