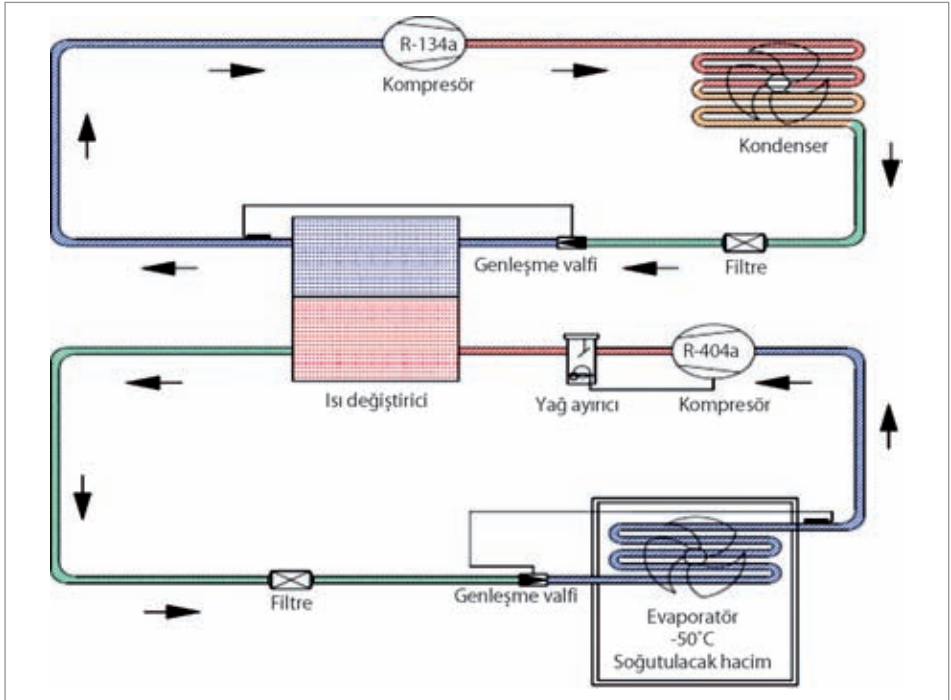


2.9 KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Bazı özel endüstriyel ve laboratuvar uygulamalarında çok düşük sıcaklıklara ihtiyaç duyulur. Tek bir buhar sıkıştırma mekanik çevrim ile bu sıcaklığı elde etmek oldukça zor ve ekonomik açıdan avantajlı değildir. İki kademeli soğutma sistemlerinde kompresörlerde harcanan enerji az ve kompresör çıkış sıcaklığı daha düşüktür. EER değeri tek kademeli sistemlere göre daha fazla, fakat ilk kuruluş maliyetleri yüksektir. Kondenserdeki yoğuşma basıncı ile evaporatördeki buharlaşma basıncı arasındaki fark büyük olduğu için bu tür sistemlerde kullanılan kompresörlerin sıkıştırma oranları da çok yüksek olmaktadır. Sıkıştırma oranı arttıkça kompresörlerin verimi çok düşmekte ve enerji harcamaları aşırı derecede artmaktadır. Ayrıca kompresör maliyetleri yükselmektedir.

Şekil 2.79’da Soğutucu akışkan olarak R-134A ve R-404A kullanılan iki kademeli soğutma çevrimi gösterilmektedir. İki kademeli soğutma sistemi iki ayrı buhar sıkıştırma mekanik soğutma sistemlerinden oluşmaktadır. Birinci kademedeki soğutma sisteminin (R-134A) evaporatörü, ikinci kademe sistemin (R-404A) kondenseri olmaktadır (ısı değiştirici). Dolayısıyla ikinci kademe sistemin kondenser yoğuşma sıcaklığı düşürülmekte, sonuçta ikinci kademe soğutma sisteminin evaporatöründe -50°C sıcaklığına daha kolay ulaşılmaktadır.

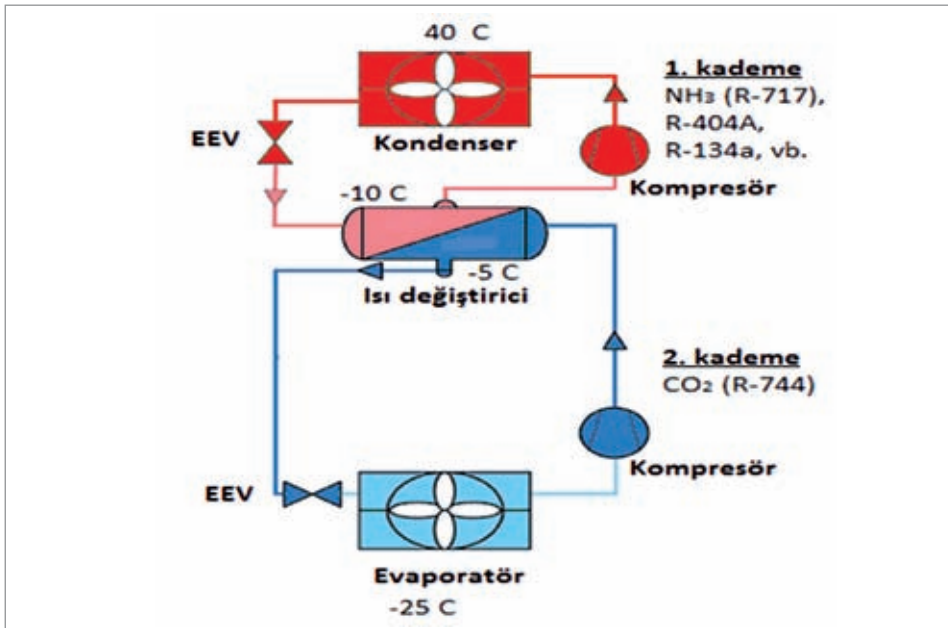


Şekil 2.79 İki kademeli kaskad soğutma sistemi (R-134A/R-404A)

Yukarıda verilen iki kademeli kaskad soğutma sisteminde (R-134a/R-404a) harcanan enerji; birinci kademe kompresörü, ikinci kademe kompresörü, birinci kademe kondenser fanı ve ikinci kademe evaporatör fanında tüketilen enerjilerinin toplamına eşittir. Soğutma kapasitesi ikinci kademe evaporatörde elde edilen soğutma enerjisine eşit olduğu bilindiğine göre EER değeri aşağıda verilen eşitlikle hesaplanır.

$$EER = \frac{Q_{\text{evap II}}}{Q_{\text{komp I}} + Q_{\text{komp II}} + Q_{\text{evap fanı II}} + Q_{\text{kondens fanı I}}$$

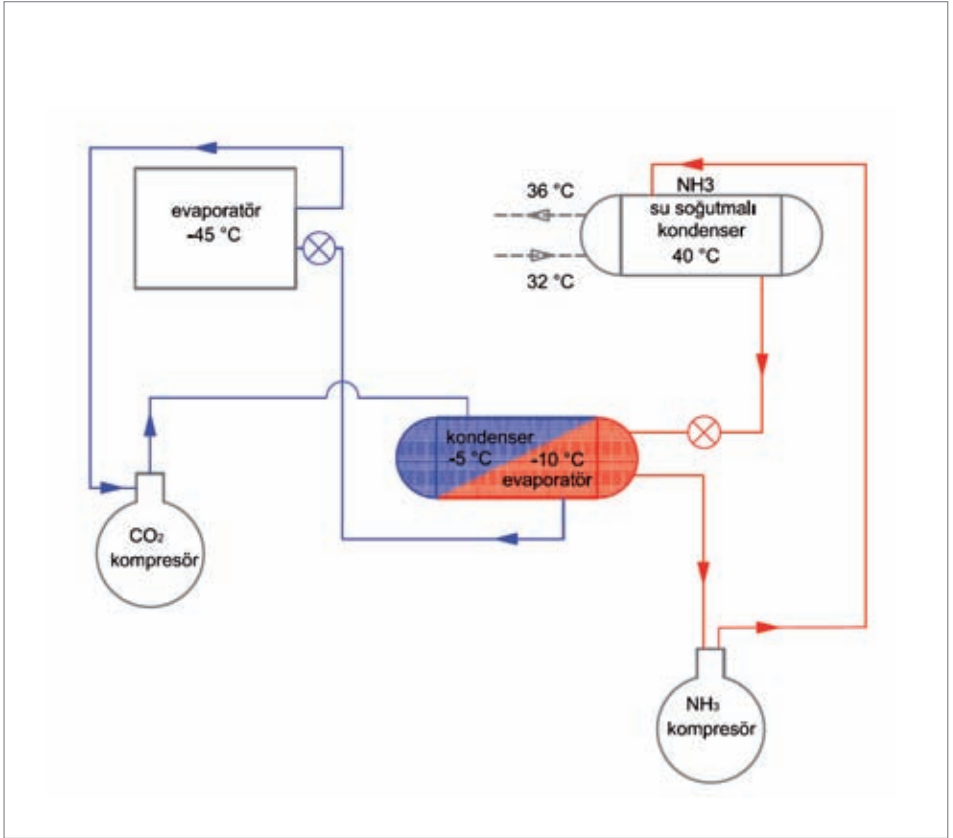
Ayrıca soğutucu akışkanların fiziksel ve termodinamik özelliklerine göre iki kademeli soğutma sistemi kullanılması kaçınılmaz hale gelmektedir. Özellikle son zamanlarda çevresel kaygılarla yeniden kullanılmaya başlanan karbondioksitli sistemlerin yaygınlaşması kaskad soğutma sistemlerini ön plana çıkarmaktadır. Şekil 2.80’de görüldüğü gibi karbondioksit kullanılan kaskad bir soğutma sisteminde; birinci kademede amonyak, R-404A, R-134a vb. akışkan kullanılabilmektedir. Birinci kademe soğutma sisteminin kondenser yoğunlaşma sıcaklığı 40°C ve evaporatör buharlaşma sıcaklığı ise -10°C olmaktadır. İkinci kademe CO₂ tarafını ifade etmekte, kondenser yoğunlaşma sıcaklığı -5°C ve evaporatör buharlaşma sıcaklığı -25°C verilmektedir. Isı değiştiricideki sıcaklık farkı 5°C olmaktadır. EEV elektronik genleşme vanasını ifade etmektedir.



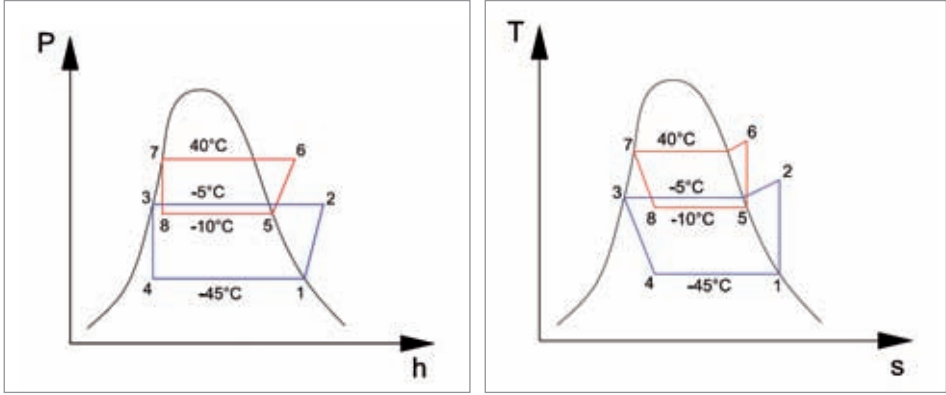
Şekil 2.80 CO₂ ve diğer akışkanların kullanıldığı kaskad soğutma sistemi

Kaskad soğutma sisteminin P-h ve T-s Diyagramlarında Gösterilmesi

Şekil 2.81'de NH_3/CO_2 çiftinin kullanıldığı kaskad soğutma sistemi verilmektedir. Burada birinci kademede (yardımcı soğutma devresinde) soğutucu akışkan olarak amonyak kullanılmıştır. İkinci kademede ise (ana soğutma devresi) soğutucu akışkan olarak karbondioksit kullanılmıştır. Kaskad soğutma sistemin P-h ve T-s diyagramında gösterilmesi Şekil 2.82'de verilmektedir. P-h diyagramında mavi renk ile gösterilen çevrim karbondioksitli sistemi (yoğuşma sıcaklığı: -5°C , buharlaşma sıcaklığı -45°C) kırmızı renk ise amonyaklı soğutucu akışkan kullanan çevrimi (yoğuşma sıcaklığı: 40°C , buharlaşma sıcaklığı -10°C) ifade etmektedir.



Şekil 2.81 NH_3/CO_2 kaskad soğutma sistemi devre şeması



Şekil 2.82 Kaskad soğutma sisteminin P-h ve T-s diyagramında gösterimi

Kaskad soğutma çevrimi iki farklı soğutma çevriminden oluşmaktadır. 1. kademede amonyak (NH_3) yer alırken, 2. kademede ise, karbondioksit (CO_2) soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır. Bu sistemde 1. kademe için; (5-6) arası kompresörde sıkıştırma, (6-7) kondenserde yoğunlaşma, (7-8) basınç düşürücüde genleşme ve (8-5) arası evaporatörde buharlaşma işlemlerini göstermektedir. Aynı şekilde ikinci kademede ise (1-2) arası kompresörde sıkıştırma, (2-3) kondenserde yoğunlaşma, (3-4) basınç düşürücüde genleşme ve (4-1) arası evaporatörde buharlaşma işlemlerini göstermektedir.

2.10 ENERJİ VERİMLİLİĞİ KAVRAMLARI

Enerji verimliliği, elde edilen enerjinin bu enerjinin elde edilmesi için kullanılan enerjiye bölünmesi ile elde edilen değerdir. Basit ifade ile bir koyup birden fazla alma sanatıdır. Birden fazla alma ne kadar yüksek ise sistemin enerji verimliliği o kadar fazla demektir. İklimlendirme, soğutma ve ısıtma cihazlarının enerji verimliliğinin hesaplanmasında bu mantık kullanılmaktadır. Soğutma ve ısıtma uygulamalarında enerji verimliliğini belirlemek için bazı kavramlar kullanılmaktadır. Bu kavramların tanımlanmasında birim farklılığı sistemin anlık ve sezonluk çalışması göz önünde bulundurulmuştur.

Performans Katsayısı (COP)

Performans katsayısı; çıkış enerjisinin giriş enerjisine oranıdır. Normalde ısı pompasında veya soğutucudaki ısıtma verimliliğinin ne kadar olduğunu ölçmek için kullanılır. Isıtma amaçlı kullanılan ısı pompalarında COP değeri ise aşağıda verilen formül ile hesaplanabilir.

$$COP \text{ (Isıtma etkinlik katsayısı)} = \frac{\text{Kondenser ısıtma kapasitesi (kW)}}{\text{Harcanan toplam enerji (kW)}}$$

Enerji Verimlilik Oranı (EER)

Enerji Verimlilik Oranı (EER), bir soğutma cihazında evaporatörde elde edilen soğutma kapasitesinin (kW), cihazın tükettiği toplam elektrik enerjisine (kW) oranıdır. EER değeri yalnızca soğutma amaçlı kullanılmaktadır. O zaman eşitlik şu şekilde yazılabilir.

$$EER = (\text{Enerji verimlilik oranı}) = \frac{\text{Evaporatör soğutma kapasitesi (kW)}}{\text{Harcanan toplam enerji (kW)}}$$

EER Değerinin Hesaplanması

Isıtma ve soğutma cihazlarının enerji tüketiminin sınıflandırılması COP ve EER değerleri ile belirlenmektedir. Standartlar kısmında bunlarla ilgili geniş bilgi verilmiştir. Bu değerler belirli şartlar altında yapılan test ve alınan ölçümler sonucu oluşan değerlerdir. Uygulamada çalışma şartları sürekli değişken olduğundan COP ve EER değerleride sürekli değişmektedir. Bu yüzden bu değerler anlık değerlerdir. Uygulamada EER'nin hesaplanabilmesi için aşağıda verilen ölçümler yapılmalıdır. Genleşme vanası giriş sıcaklığı (akışkan sıvı), evaporatör çıkış sıcaklığı (akışkan doymuş buhar veya kızgın buhar), akışkanın debisi (genleşme vanasından önce, sıvı hattı) ve sistemin harcadığı toplam enerji (kompresör, kondenser fanı, evaporatör fanı, vb.) ölçülmelidir. Ölçüm cihazlarının kalibre edilmiş standartlara uygun olması unutulmamalıdır.

Örnek 1:

Aşağıdaki yapılan ölçüm sonuçlarına göre R-22 ile çalışan hava soğutmalı split klimaların EER değerini bulunuz.

- TXV veya kılcal giriş sıcaklığı = 40°C
- Evaporatör çıkış sıcaklığı = 10°C
- Akışkan debisi = 0,07 kg/s
- Cihazın çektiği toplam güç = 3,8 kW

Çözüm 1:

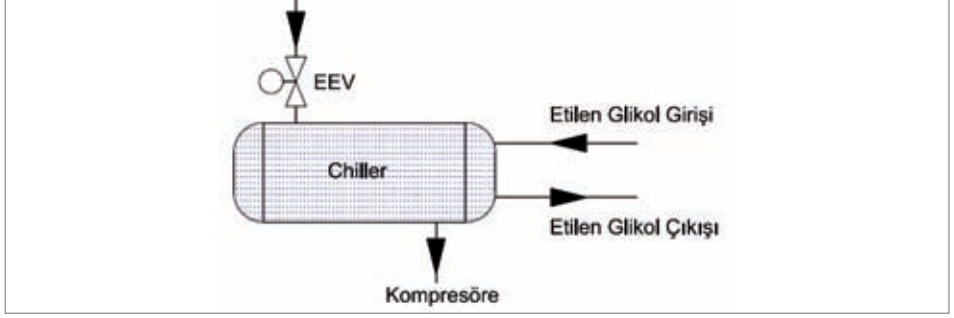
TXV veya kılcal giriş sıcaklığı=40°C sıvı için (R-22 doymuş buhar tablosu, $h_1=249,6$ kJ/kg)
Evaporatör çıkış sıcaklığı=10°C buhar için (R-22 doymuş buhar tablosu, $h_2=408,6$ kJ/kg)

$$EER = \frac{Q_{evap} \text{ (kW)}}{Q_{toplam} \text{ (kW)}} = \frac{m(h_2 - h_1)}{Q_{toplam}} = \frac{0,07(408,6 - 249,6)}{3,8} = \frac{11,13}{3,8}$$

$$EER = 2,92$$

Örnek 2:

Bir bira soğutma sisteminde ikincil akışkan olarak etilen glikol kullanılmaktadır. Yapılan ölçümlerde aşağıda verilen değerler elde edilmiştir. Cihazın EER değerini hesaplayınız.



Ölçülen değerler:

- Etilen glikol evaporatör giriş sıcaklığı = - 1°C
- Etilen glikol evaporatör çıkış sıcaklığı = - 4,5°C
- Etilen glikolün debisi = 3,5 kg/s
- Toplam enerji tüketimi= 40 kW
- Etilen glikolün özgül ısısı = 9,78 kJ/kg°C

Çözüm 2:

$$EER = \frac{\text{Evaporatör soğutma kapasitesi (kW)}}{\text{Harcanan toplam enerji (kW)}} = \frac{Q_{evap}}{Q_{toplam}} = \frac{m \times C_{eg} \times [(T_1 - T_2)]}{Q_{toplam}}$$

$$EER = \frac{3,5(\text{kg/s}) \times 9,78(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}^\circ\text{C}) \times [(-1) - (-4,5)]^\circ\text{C}}{40(\text{kW})} = \frac{119,8(\text{kW})}{40(\text{kW})} = 2,99$$

Chillerlerin Kısmi Yükteki Verimin Hesaplanması

Chillerlerin soğutma amaçlı mevsimlik veya yıllık verimliliğini ifade eder. Bir sezon boyunca elde ettiğiniz soğutma kapasitesinin (kW) aynı sezonda soğutma cihazlarının tükettiği toplam elektrik enerjisine (kW) oranıdır. Bu oranlamada farklı birimler de kullanılmaktadır. Soğutma sistemlerinde verim hesapları sadece tam yükte değil, kısmi yüklerde de hesaplanmalıdır. Özellikle chiller %100 tam yükte çok az bir süre çalışırlar. Bu amaçla chillerlerin %75, %50 ve %25 kapasitelerdeki performans değerlerine göre ortalama ESEER veya IPLV değerleri hesaplanmaya çalışılmaktadır. Tablodaki a, b, c ve d değerleri chillerin %olarak yükleme oranlarını (çalışma kapasitesini) ifade etmektedir. a= %100 kapasitede EER değerini, b= %75 kapasitede EER değerini, c= %50 kapasitede EER değerini ve d= %25 kapa-

sitede EER değerini göstermektedir. ESEER değeri Avrupa çalışma şartlarına ve IPLV ise Amerika çalışma şartlarına göre formüle edilmiştir. Formüllerde verilen katsayılar, o bölgede kondenser hava ve su giriş sıcaklıklarına göre mevsimlik veya yıllık için ortalama çalışma yüzdesini ifade etmektedir. Örneğin Avrupa’da (ESEER) kondenser hava giriş sıcaklığı 35°C olan hava soğutmalı chiller’in yılda veya sezonda toplam çalışma süresinin %3’nü %100 (a) kapasite ile çalıştığını kabul etmektedir. Ama bu değer Amerika (IPLV) şartları için %1 olarak alınmıştır. Aynı şekilde Avrupa’da (ESEER) kondenser su giriş sıcaklığı 22°C olan su soğutmalı chiller’in yılda veya sezonda toplam çalışma süresinin %41’ni %50 (c) kapasite ile yaptığını kabul etmektedir. Amerika’da ise kondenser su giriş sıcaklığı 18,3°C’de %45 oranında çalıştığını göstermektedir. Bu değerlerin bölgesel olarak değiştiği görülmektedir. ESEER veya IPLV değerleri cihazların kısmi yüklerdeki verimliliğini ortaya koyduğu için cihaz alımı esnasında, cihazların verimlilik açısından karşılaştırılmasında önemli bir değerdir.

Eurovent standartlarına göre ESEER (European Seasonal Energy Efficiency Ratio); (Avrupa Mevsimsel Enerji Verimlilik Oranı) olarak adlandırılır. Tablo 2.4’te Eurovent standartlarına göre chillerlerin kısmi yük oranları verilmektedir. Avrupa Eurovent standartlarına göre ESEER değeri aşağıda verilen formül ile hesaplanmaktadır.

$$ESEER = 0,03 \times EER_a + 0,33 \times EER_b + 0,41 \times EER_c + 0,23 \times EER_d$$

Tablo 2.4 Eurovent standartlarına göre su soğutma grupları (chiller) kısmi yük oranları

Sembol	Yükleme oranı, kapasite (%)	Hava soğutmalı chiller	Su soğutmalı chiller
		Kondensere hava giriş sıcaklığı (°C)	Kondensere su giriş sıcaklığı (°C)
a	100	35	30
b	75	30	26
c	50	25	22
d	25	20	18

AHRI standartları göre ise IPLV (Integrated Part Load Value); Entegre Edilmiş Kısmi Yük Değeri olarak ifade edilebilir. Tablo 2.5’te AHRI standartlarına göre chillerlerin kısmi yük oranları verilmektedir. AHRI standartlarına göre IPLV değeri aşağıda verilen formül ile hesaplanır.

$$IPLV = 0,01 \times EER_a + 0,42 \times EER_b + 0,45 \times EER_c + 0,12 \times EER_d$$

Tablo 2.5 AHRI standartlarına göre su soğutma grupları (chiller) kısmi yük oranları

Sembol	Yükleme oranı, kapasite (%)	Hava soğutmalı chiller	Su soğutmalı chiller
		Kondensere hava giriş sıcaklığı (°C)	Kondensere su giriş sıcaklığı (°C)
a	100	35	29,4
b	75	26,7	23,9
c	50	18,3	18,3
d	25	12,8	18,3

Örnek uygulama:

Aşağıda verilen tablo değerlerine göre hava soğutmalı chiller'in Eurovent standartlarına göre ESEER değerini hesaplayınız.

		%100 Yükleme (a)	%75 Yükleme (b)	%50 Yükleme (c)	%25 Yükleme (d)
35°C	Soğutma kapasitesi (Q_c) (kW)	153,7	-	-	-
	Harcanan enerji (W) (kW)	60			
30°C	Soğutma kapasitesi (Q_c) (kW)	-	126,4	-	-
	Harcanan enerji (W) (kW)		39,4		
25°C	Soğutma kapasitesi (Q_c) (kW)	-	-	93,4	-
	Harcanan enerji (W) (kW)			22,7	
20°C	Soğutma kapasitesi (Q_c) (kW)	-	-	-	50
	Harcanan enerji (W) (kW)				10,9
	$EER = Q_c / W$	$EER_a = 153,7 / 60$ $EER_a = 2,56$	$EER_b = 126,4 / 39,4$ $EER_b = 3,21$	$EER_c = 93,4 / 22,7$ $EER_c = 4,11$	$EER_d = 50 / 10,9$ $EER_d = 4,59$

$$ESEER = 0,03 \times EER_a + 0,33 \times EER_b + 0,41 \times EER_c + 0,23 \times EER_d$$

$$ESEER = 0,03 \times 2,56 + 0,33 \times 3,21 + 0,41 \times 4,11 + 0,23 \times 4,59$$

$$ESEER = 3,88$$

Mevsimlik Isıtma Performansı Faktörü (HSPF)

Genellikle ısı pompalarının ısıtma verimliliğini tespit etmek için kullanılan bir terimdir. Isı pompasının BTU cinsinden mevsimsel ısıtma değerinin, tükettiği enerjiye oranıdır (BTU/Wh).

Yıllık veya Mevsimlik Enerji Verimliliği (AFUE)

AFUE, kazan ve kombi gibi ısıtma cihazlarının yıllık veya mevsimlik enerji verimliliğini belirlemek için kullanılan bir kavramdır. Yıllık veya mevsimlik yakıt kullanım verimliliği, ısıtma cihazlarının yıllık veya mevsimlik yakıt verimliliğini ifade etmek-

tedir. Yıllık veya mevsimlik olarak ısıtma cihazlarında kullanılan yakıtın ne kadarının ısıtma amaçlı enerjiye dönüştüğünü göstermekte ve yüzde olarak ifade edilmektedir. Yıllık veya mevsimlik yakıt kullanım verimliliği, kazan ve kombilerde kullanılan fan, pompa ve kontrol elemanlarının elektrik tüketimini dikkate almaz. Ölçü olarak sadece yakıtın verimliliğini dikkate alır.

Kaynaklar:

- [1] Onat A., “Soğutma Tekniği Ders Notları” Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, İstanbul.
- [2] Tomczyk, J., “Troubleshooting and Servicing Modern Air Conditioning & Refrigeration Systems”, published by ESCO Press., 2004.
- [3] <http://www.grimsby.ac.uk/documents/defra/tech-ejector.pdf>, Erişim 2012.
- [4] Acül H., Canbaz H., Kasap F., Erbil S., “CO₂ soğutma sistemleri, CO₂ evaporatörler, CO₂ gaz soğutucular FRİTERM A.Ş. Ar-Ge Bölümü.
- [5] www.fsc-online.com/.../passing_gas.html, Erişim 2012.
- [6] Scroll Compressors High Efficiency Compression for Commercial and Industrial Applications, Carrier Corporation Syracuse, New York, October 2004.
- [7] Özkol N. (2007). Uygulamalı Soğutma Tekniği. (6.Baskı) Ankara: Makine Mühendisleri Odası Yayını.
- [8] Erken O., Küçüka S., “İklimlendirme sistemlerinde elektronik genleşme vanasının kontrolü”, Mühendis ve Makina, Cilt: 51 Sayı: 602.
- [9] Teknik Dokümanlar Serisi, Danfoss, “Termostatik Genleşme Valfi” Totem ısı malzemeleri ve Makine Tic. San. ve Mümessillik A.Ş.
- [10] Denso, Ejector cycle <http://www.globaldenso.com/en/environment/story/nol/2par.html>, Erişim 2011.
- [11] Sporlan 3-way valves Installation and Servicing Instructions, 2003.
- [12] Teknik katalog, Friterm A.Ş.
- [13] www.solvay-fluor.com, Erişim 2011.
- [14] Bulut, H., Termoelektrik soğutma sistemleri, Soğutma Dünyası, sayı 31, s.9-16, 2005.
- [15] Onat, A., İmal, M., İnan, A.T., Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar, K.S.Ü. Fen ve Mühendislik Dergisi, 2004.

BÖLÜM 3

İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ

3.1 İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN SINIFLANDIRILMASI

İhtiyaca ve amaca göre bulunduğu ortamı konfor şartlarında tutan cihazlara **klima** adı verilir. ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) klimayı; *“belli bir ortamdaki havayı, ihtiyaç duyulan koşullara ulaştırabilmek için sıcaklığını, nemini, temizliğini ve dağılımını aynı anda kontrol eden sistem”* olarak tanımlamıştır. Klima cihazları, herhangi bir ortamda uygun konfor şartları oluşturmak adına aşağıda belirtilen beş temel görevi yerine getirmekle sorumludur.

1. Soğutma
2. Isıtma
3. Nem kontrolü
4. Havanın dolaşımı
5. Filtreleme (havanın temizlenmesi)

Yukarıda verilen görevler, boyutsal özellikleri ve kapasiteleri itibarıyla farklı şekilde isimlendirilen klima cihazları ile sağlanabilir. Bu anlamda, ev, büro gibi ortamların havasını şartlandırmak üzere tasarlanmış klimalara **Bireysel Klima** adı verilir. Bireysel klimalar temel olarak dört elemandan oluşur. Bunun yanı sıra; fan, emniyet otomatikleri vb. yan donanımlara da sahip olabilirler.

1. Kompresör
2. Kondenser (Yoğuşturucu)
3. Genleşme valfi (Kılcal boru veya termostatik)
4. Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Soğutma sistemi elemanlarının klima gövdesi veya gövdeleri üzerindeki yerleşim şekline göre iki tip bireysel klima tanımlanabilir:

1. Mono Blok Klima: Bu tip klimalarda soğutma sistem elemanlarının hepsi tek bir gövde içinde bulunur. Bu özelliğinden dolayı, klimanın monte edileceği duvar veya pencerenin atmosfere açık bir yüzey olması gerekir.

2. Split Klima: Soğutma sistem elemanları, ayrıık en az iki gövde içine yerleştirilmiştir. Bireysel klimalar, yukarıda verilen sınıflamanın haricinde, kullanım şekillerine göre de tasnif edilirler. Günümüzde kullanılan tipler;

1. Pencere tipi
2. Split tip

3. Portatif tip

4. Kanallı tip

klimalardır. Yukarıda verilen sınıflamanın haricinde, kullanım şekillerine göre de sınıflandırma yapılmaktadır. Bireysel klima tipleri, aşağıda verildiği gibidir.

1- Mono Blok Klima

Pencere Tipi Klima

Oda Tipi Paket Klima

2- Split Tip Klima:

Duvar Tipi

Yer-Tavan Tipi

Kaset Tipi

Kanallı Split Tip Klima

Gizli Tavan (Kanallı) Tip

Salon Tipi

3- Portatif Tip Klima

4- Inverter / Multi (Çoklu) Split Klima

5- Değişken Debili İklimlendirme Sistemleri (VRF)

3.2 BİREYSEL İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ

3.2.1 Pencere Tipi Klima

Soğutma sistemi elemanlarının tek bir gövde içine yerleştirilmesi ile oluşan ve dış ortamla direkt teması olan duvar veya pencereye monte edilen cihazlara, Pencere Tipi Klima adı verilir. Günümüzde kullanımları son derece sınırlıdır. Şekil 3.1'de pencere tipi klima verilmektedir.



Şekil 3.1 Pencere tipi klima

3.2.2 Oda Tipi Paket Klima

Bunlar mono blok cihazlardır. Cihaz, odanın dış duvarında oluşturulan özel bir kasa içine yerleştirilir. Cihazın yarısı oda içinde ve diğer yarısı dışarıdadır. Soğutma çevrimi pencere tipi klima cihazlarında olduğu gibidir. Özellikle villalarda, bakır borulama ve dış ünite yerleşiminin görüntü olarak sorun olduğu mahallerde kullanılır ve montajı çok kolaydır. İstenilen oranda taze hava alma imkanı vardır. İç hava kalitesini artırır ve ortamda pozitif basınç oluşturur. Taze hava için ayrı bir filtre

olduğundan, filtre kirlenmesi ve bakım periyodu süresi uzar. Şekil 3.2'de oda tipi paket klima

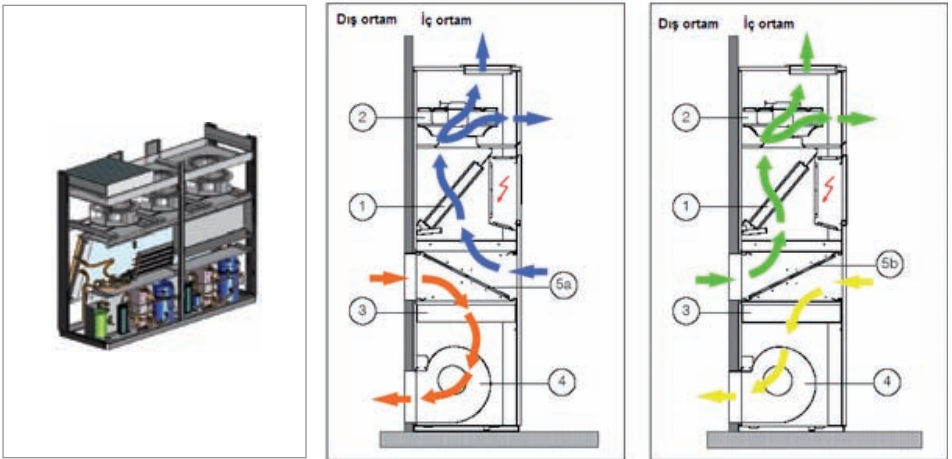


Şikil 3.2 Oda tipi paket klima

3.2.3 Hassas Kontrollü Klima Cihazları

Hassas kontrollü klima cihazları sıcaklık ve nem oranlarının çok düşük bir tolerans ile sabit tutulması gereken bilgisayar odaları, UPS odaları, bilgi işlem merkezleri, telekomünikasyon alanları, yüksek otomasyonlu ofisler, sistem salonları, arşiv odaları, baz istasyonları, kalibrasyon odaları, laboratuvarlar ve benzeri hacimlerde iklimlendirme amacı ile kullanılmaktadır. Şekil 3.3'de hassas kontrollü klima cihazları gösterilmektedir.

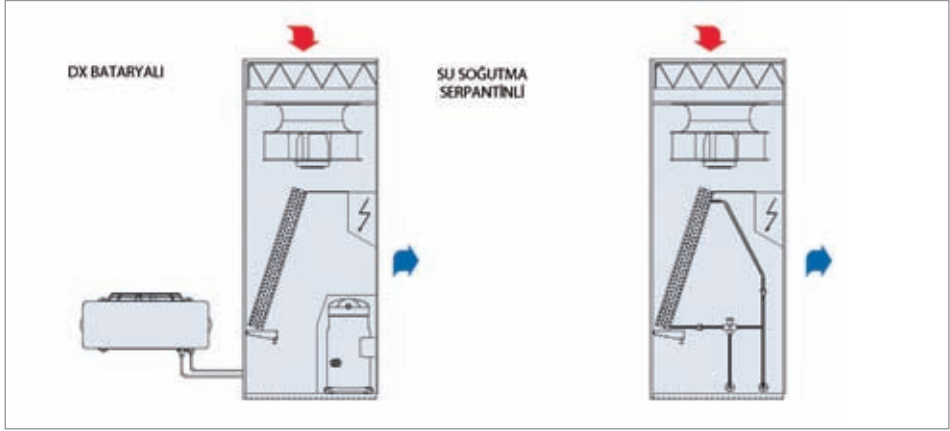
Sıcaklık ve nemin sürekli kontrolü, kademesiz kapasite kontrolü, inverter kompresörlerin sürekli çalışması ile sağlanmaktadır. Sistem kısmi yüklerde yüksek evaporatör sıcaklıklarına ulaşmaktadır. Sıcaklık değişimlerine karşı cihazın tepki süreleri 6 Hz/s'ye kadar inebilmektedir.



1. Evaporatör 2. Evaporatör fanı 3. Kondenser 4. Kondenser fanı

Şekil 3.3 - Hassas kontrollü klima cihazları

Hassas kontrollü klima cihazları, evaporatör tiplerine göre iki ana gruba ayrılırlar: Birincisi grup “DX (direkt genişlemeli) serpantinli” ikinci grup ise “su soğutma serpantinli” olarak adlandırılmaktadır. Şekil 3.4'te direkt genişlemeli ve su soğutmalı cihazlar verilmektedir.



Şekil 3.4 Direkt genişlemeli ve su soğutmalı cihazlar

3.2.4 Split Klimalar

Soğutma sistemi elemanlarının iki veya daha fazla gövde içine yerleştirilmesi ile oluşan cihazlara, **Split Tip Klima** adı verilir. Split kelimesinin sözlük anlamı, ayrık, bölünmüş olarak tanımlanır. Bununla beraber, pencere tipi klimalara nazaran yüksek enerji verimine sahiptirler. Şekil 3.5'te duvar tipi split klima iç ve dış ünitesi verilmektedir.



Şekil 3.5 Duvar tipi split klima iç ve dış ünitesi

Pencere tipi klimalarda olduğu gibi, “yalnız soğutma” ve “ısı pompalı (heat pump)” split tipleri bulunmaktadır. Montaj sırasında montaj yerinin seçim esnekliği, iç ünitenin nispeten daha küçük olması ve daha sessiz çalışması, split klimaların en büyük avantajları olarak göze çarpmaktadır.

Duvar Tipi

Ses seviyeleri düşüktür. Üfleme mesafesi tavan tiplerine göre düşük olduğu için, orta büyüklükteki ofis, yatak ve oturma odası gibi mekanlarda kullanılabilir.

Kaset Tipi

Kaset tip split klimalar, asma tavanı olan geniş mekanlar için iyi bir çözümdür. Asma tavan içine monte edilmek üzere tasarlanmıştır. Bazı tiplerde dışarıdan ortama temiz hava alma imkanı mevcuttur. Taze hava, kasetli klimanın iç ünitesinden dışarıya bağlantılı bir hava kanalı yardımı ile alınır ve dönüş havası ile karıştırılarak sisteme gönderilir. Şekil 3,6'da kaset tipi split klimalar verilmektedir.



Şekil 3,6 Kaset tipi split klimalar

Farklı yönlerde üfleme özelliği ile ortamı homojen olarak havalandırır. Filtre, kolaylıkla yerinden çıkartılabilir ve temizlenebilir. İç ve dış ünite arasında uzun soğutucu akışkan boru mesafesi montajda esneklik sağlar. Ofisler, toplantı salonları, mağazalar ve lobi gibi geniş hacimli mekanlarda kullanılır.

Salon Tipi



Şekil 3,7 Salon tipi klima

Salon tipi klimalar yüksek soğutma kapasiteleri ve hava üfleme mesafesinin uzun olması ile ofis, restoran, kafeterya, toplantı odası, otel lobisi, ibadethaneler gibi geniş mekanlarda estetik ve modern görünüşü ile ideal çözümlerdir. Homojen hava dağılımı sağlar. Hava debileri yüksek olduğundan ses seviyeleri diğer modellere nazaran biraz daha yüksek olabilir. İç ve dış ünite arasında uzun bakır boru montajına müsade eder. Şekil 3,7'de Salon tipi klima verilmektedir.

Kanallı Split Tip Klima

Gelişen teknoloji ile birlikte insanların kapalı ortamlarda bulunma süreleri yükselmekte ve ısı konforu daha çok önem kazanmaktadır. İş yerleri, okullar, hastaneler, laboratuvarlar, bankalar, restoranlar, sinemalar gibi insanların çok sayıda bulunduğu kapalı mahallerin konfor şartlarında tutulabilmesiyle, insanların daha mutlu ve daha verimli olmaları sağlanabilmektedir. Şekil 3.8'de kanallı split klima sistemi verilmektedir.



Şekil 3.8 Kanallı split klima sistemi

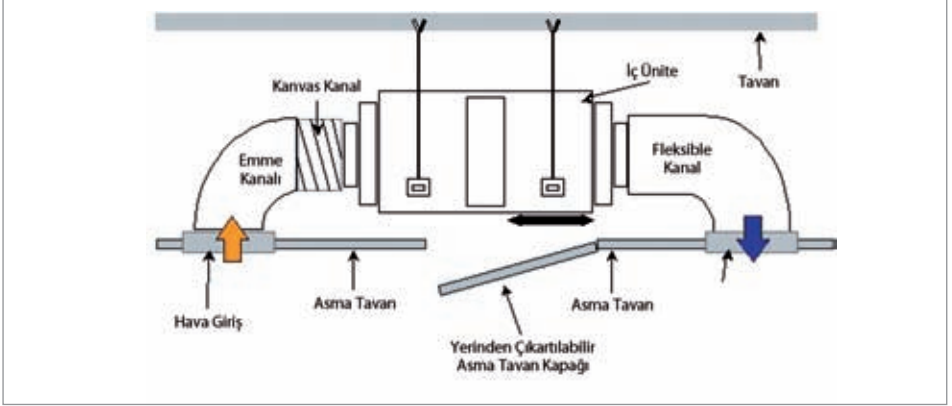
Kanallı split klimaların bazı özelliklerini şöyle sıralayabiliriz:

1. Taze hava alma imkanı vardır.
2. Ortamda pozitif basınç oluşturulabilir. Böylece şartlandırılmamış havanın mahale girmesi önlenir.
3. Cihazın iç ünitesi için kanal bağlantılarının yapılabileceği uygun bir yere ihtiyaç vardır.
4. Hava ortama homojen olarak dağılır.
5. Hava kanallarının gizlenmesi için kısmi veya tam asma tavana ihtiyaç vardır.
6. Bununla beraber, belirli uzunluktaki kanal boyları için uygulanabilir.

Gizli Tavan (Kanallı) Tip

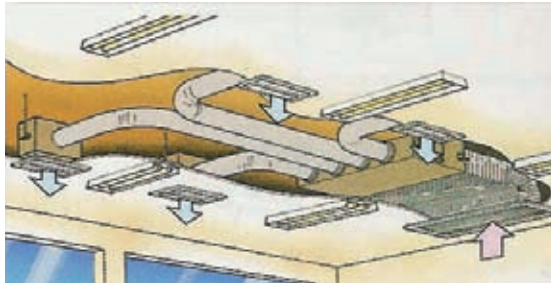
Gizli tavan (kanallı) tipi klimalar, ülkemizde son yıllarda en çok kullanılan cihazlar arasındadır. Cihazın iç ünitesi ince tasarımı sayesinde asma tavanların içine rahatlıkla yerleştirilir. İklimlendirilen havayı esnek kanallar vasıtasıyla istenilen bütün

mahallere dağıtabilir. Bir iç ünite ile birden fazla mekan iklimlendirilebilir. Homojen bir hava dağılımının yapılabilmesi için kanal sistemi üzerinde bulunan dağıtıcı menfezlerin yükleri sağlıklı olarak hesaplanmalıdır. Şekil 3.9 'da Gizli tavan tip split klima verilmiştir.



Şekil 3.9 Gizli tavan tip split klima

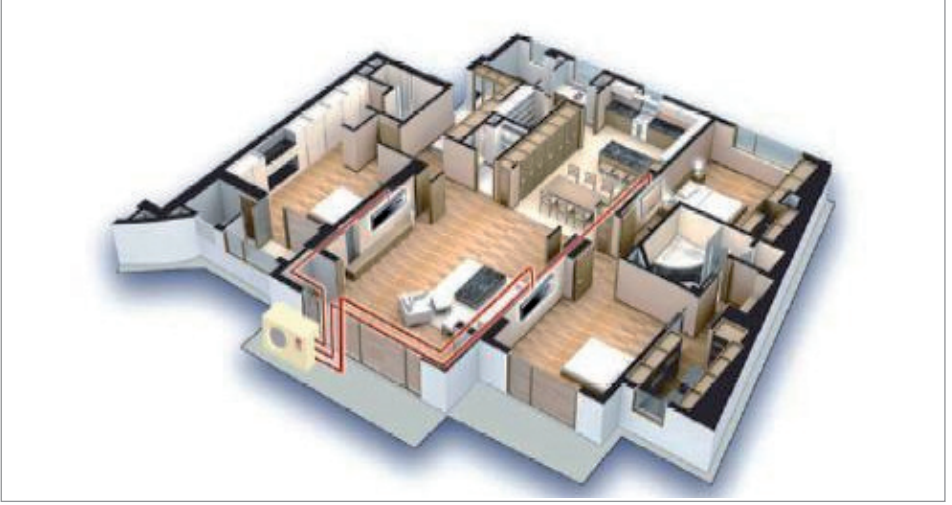
Kanal tesisatının iç üniteden başlaması, iç ünitenin asma tavan içine gizlenerek kullanım ortamına yakın yerlerde monte edilebilmesi nedeni ile kanal işçilik ve malzemesi açısından avantajlıdır. Ayrıca çok katlı binalarda her katın dış ünitelerinin çatı, balkon veya bodrum katta toplanarak iç ünitelere bakır boru ile bağlanması imkanı bulunmaktadır. Gizli tavan (kanallı) tipi klimalarla, iklimlendirilecek mahale taze hava alma imkanı vardır. Dönüş kanalları yapılmayacaksa, cihazın bulunduğu yere açılacak bir menfez kapağı ile ortamdan direkt olarak dönüş havası alınabilir. Cihaza taze hava bağlantısı rahatlıkla yapılabilir bu sayede havalandırma amacıyla da kullanma imkanı doğar. Bu tür cihazlara ısı geri kazanım üniteleri bağlanabilir. Şekil 3.10'da gizli tavan tipi uygulama örneği verilmiştir.



Şekil 3.10 Gizli tavan tipi uygulama örneği

Multi (Çoklu) Split Klima

Tek bir dış ünite ile bağımsız çalışan birden çok iç ünite kontrol edilir. Bu sayede yerden tasarruf sağlar. Bağlanan her bir iç ünitenin bağımsız kontrolünü mümkün kılar, işletim giderlerini azaltır. Balkona veya çatıya kolaylıkla monte edilir. Şekil 3.11'de Multi split klima uygulaması verilmektedir.



Şekil 3.11 Multi split klima uygulaması

3.2.5 Portatif Klimalar

Pencere tipi klimalarda olduğu gibi, portatif klimaların bazı modellerinde de soğutma sistemi elemanları tek bir gövde içine yerleştirilmiştir. Dış ünitesi ayrı olan modeller mevcuttur. Daha çok çadır, stand ya da konteynır gibi geçici kullanım amaçlı ve küçük mahallerde kullanılabilir. Ses seviyeleri yüksektir. Şekil 3,12'de portatif klima verilmektedir.



Şekil 3,12 Portatif klima

3.2.6 Değişken Soğutucu Akışkan Debili (VRF) Sistemler

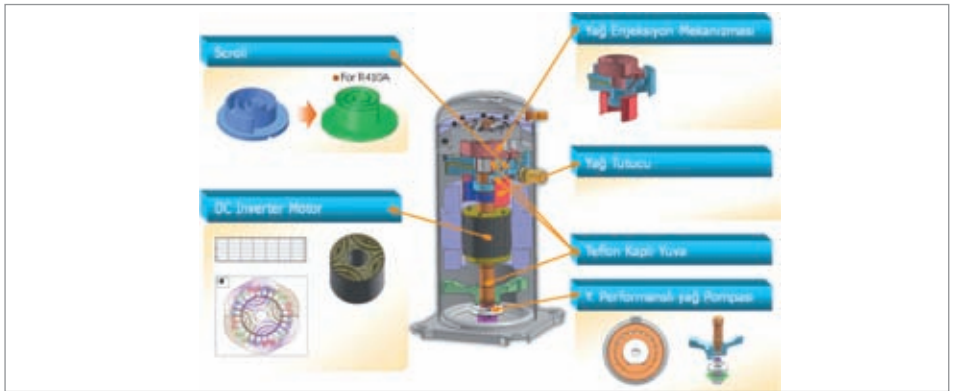
Günümüzün hızlı, üretken ve şehirli yaşam tarzı, özellikle şehircilik ve mimari alanlarında yeni ihtiyaçlar doğurmuş, modern mimari anlayışı ile inşa edilen yüksek katlı, çok bölmeli ve pek çok farklı teknolojiyi barındıran binalar bu ihtiyaçlar doğrultusunda hayatlarımıza girmiştir. Modern mimari aynı zamanda enerji verimliliği konusunu da göz önünde bulunduran yeni nesil klima sistemlerinin geliştirilmesini zorunlu kılmıştır.

Değişken debili çoklu sistemler bu yeni nesil klima sistemleri içinde önemli yer tutmaktadır. Bu sistemler tek bir dış üniteye (veya dış ünite grubuna) tek bir bakır boru hattı ile bağlanabilen çok sayıda iç ünite ile tüm bağımsız mekânlarda, ısıtma ve/veya soğutma ve kısmi havalandırma yaparak istenilen iklim koşullarını sorunsuz sağlayan üstün bir klima teknolojisidir.

Genel Özellikleri

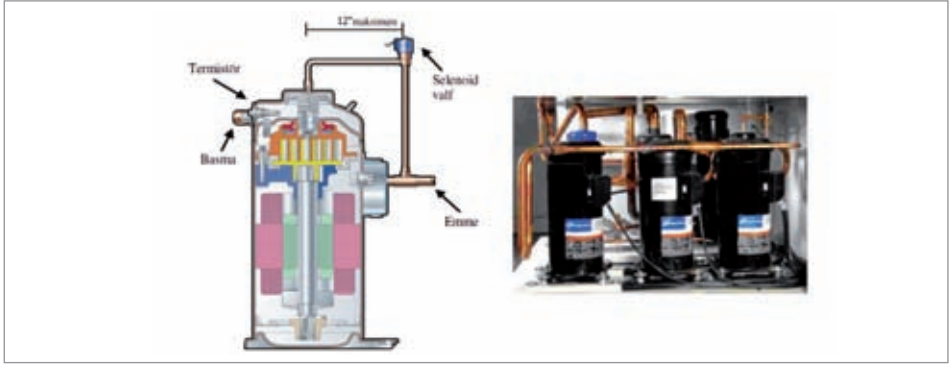
Inverter kompresör teknolojisine sahip değişken debili çoklu sistemler genelde VRF adıyla anılırlar. VRF, Variable Refrigerant Flow (Değişken Debili Soğutucu Akışkan) kelimelerinin baş harflerinden oluşmaktadır.

VRF sistemlerinde, çeşitli markaların farklı kompresör teknolojileri bulunmaktadır. Dış ünite bloklarında tek inverter kompresör, inverter ve sabit hızlı kompresör kombinasyonu ya da birden fazla inverter kompresör kombinasyonu kullanılabilir. Hangi tip olursa olsun, değişken debi kontrolü yani bir anlamda kapasitenin artırılması ya da azaltılması inverter kompresörün hızının frekans kontrolü ile artırılıp azaltılması ile sağlanmaktadır. Genellikle sistemlerde yüksek verim ve sıkıştırma oranlarından dolayı DC Inverter Scroll kompresörler kullanılmaktadır. Şekil 3.13'te inverter scroll kompresör gösterilmektedir.



Şekil 3.13 Inverter scroll kompresör

Değişken akışkan debisinin elde edilmesi için geliştirilmiş bir diğer kontrol yöntemi dijital scroll kompresörlü sistemlerdir. Bu sistemlerde temel olarak ihtiyaca göre akışkan debisi üretmek üzere geliştirilmiştir. Kompresör motor devrini değiştirmeden sarmalların birbirinden ayrılması ile sıkıştırma ve soğutucu akışkanın akışı durdurulması prensibi ile çalışır.



Şekil 3.14 Dijital scroll kompresör ve gruplanması

Sarmalların birbirinden ayrılması, bir solenoid valf ve yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına borulama hattı kullanılarak yapılır. Dijital scroll kompresörler, üst sarmal yaklaşık 1 mm kadar yukarı kalkacak şekilde tasarlanmıştır. Şekil 3.14'te dijital scroll kompresör ve gruplanması verilmektedir. Üst sarmal üzerinde bulunan yay mekanizmasının hareketi ile sarmal yukarı kalkmaktadır. Yay mekanizmasının üst kısmında, bir delik ile basma hattına açılan modülasyon odası bulunmaktadır. Solenoid valf, modülasyon odası ile emme tarafı basıncını birbirine bağlar. Solenoid valf kapalı iken, dijital scroll kompresör normal bir scroll kompresör gibi çalışır. Solenoid valf açık iken basma odası ve emme tarafı gaz basıncı birbirine bağlanarak bir miktar basınç azalması olur. Bu durumda yay mekanizmasını aşağı doğru basacak ve tutacak kuvvet azalmış olur. Bu nedenle yay kuvvetiyle mekanizma yukarı hareket ederek üst sarmalın yukarı kalkmasını sağlar. Bunun sonucu sarmallar birbirinden ayrılır, kompresörde sıkıştırma sona ererek soğutucu akışkan akışı durur. Solenoid valf tekrar enerjilendiğinde hattı kapatarak kompresörde sıkıştırmanın devam etmesini sağlar.

Solenoid valfin kapalı durumunda kompresör tam kapasitede çalışır ve akış debisi maksimum olur. Kapasite, bir elektronik kart ile %10 ile %100 arasında ayarlanabilir. Örnek olarak, 20 saniyelik çevrimde, solenoid valf 2 saniye kapatılır, 18 saniye açılırsa soğutma sisteminde %10 kapasite elde edilir veya 10 saniye kapalı 10 saniye açık çalışırsa %50 kapasite elde edilir. Bu yöntemde sisteme bağlı bir basınç algılayıcı ve aktarıcı (transmitter) sayesinde ihtiyaç duyulan kapasiteye bağlı oranda elektronik kartın solenoid valfi açıp kapatması ile çok hızlı ve geniş bir kapasite aralığı sunmaktadır. Bu yöntemin en belirgin özellikleri ise %10 - %100 sürekli kapasite modülasyon yapabilmektedir. Basit elektronik kart ile çalıştığından inverter panolarında olduğu gibi fazla kablolama gerektirmez, elektromanyetik etki oluşturmaz, yağ geri dönüş sistemi basittir. Daha az boru kullanılır. Kontrol ve haberleşmede VRF ile benzer özellikler gösterir.

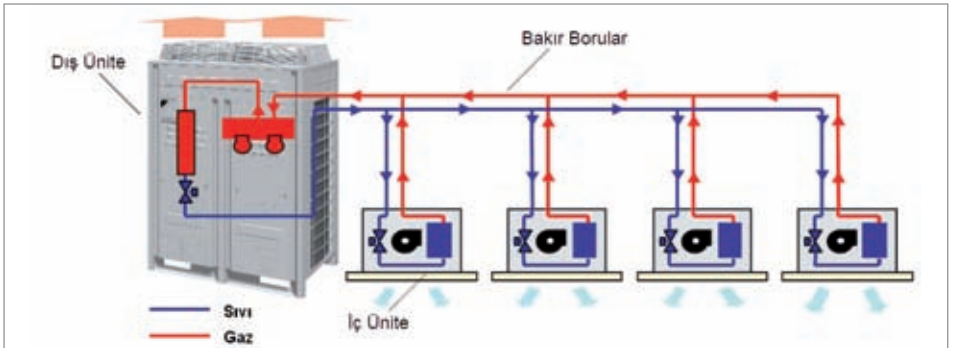
VRF sistemlerde, mahallerin kapasite ihtiyaçlarının tespiti ve dış ünite ya da diğer otomasyon üniteleri ile haberleşmesini sağlayan çok gelişmiş elektronik ve haberleşme teknolojileri kullanılır. İç ortam sıcaklıkları ile kullanıcıların belirledikleri ayar sıcaklıkları arasındaki farklar hesaplanarak, çoğunlukla dış üniteye bulunan sistem ana kontrol ünitelerine aktarılır. Sistem ana kontrol üniteleri tüm iç ünitelerden gelen bilgileri derleyerek gereken kapasite ihtiyacını belirler. Optimum düzeyde soğutucu akışkan iç ortam tarafına aktarılmak üzere kompresör ve elektronik genleşme valfi (EGV) gibi elemanlar yardımı ile kontrol edilir.

Her bir mahalde kullanım zamanı ve ihtiyaçlarına göre değişebilen ısıtma ve soğutma yüklerine göre sistem kapasitelerini ayarlayabilen değişken debili çoklu sistemler, kondenser yapılarına göre iki ana gruba ayrılırlar. Birinci grup “Hava Soğutmalı Kondenserli Sistemler” olarak anılırken ikinci grup “Su Soğutmalı Kondenserli Sistemler” olarak adlandırılmaktadır.

3.2.6.1 Hava Soğutmalı Kondenserli VRF

Hava soğutmalı kondenserli sistemler, iç mahal havasından alınan istenmeyen ısıyı, dış ortam havasına direkt teması olan bir kondenser yardımı ile dışarı atıldığı sistemlerdir. Bu sistemlerde dış üniteler, sistem ısıtma konumunda çalışırken dış ortam havasında serbest olarak bulunan ısı enerjisini absorbe ederek soğutucu akışkanın şartlandırılmasını sağlar.

Hava soğutmalı kondenserli sistemler, soğutucu akışkanın debisinin kontrolü yöntemine göre iki ayrı kategoride değerlendirilebilirler. Birinci kategori inverter teknolojisine sahip kompresörlerle çalışan sistemler, ikinci kategori ise dijital scroll kompresör teknolojisi ile çalışan sistemlerdir.



Şekil 3.15 Hava Soğutmalı kondenserli VRF sistem şeması

Şekil 3.15'te tipik bir VRF sistemin (heat-pump veya sadece soğutma) tek bir dış ünite modülünden ve iç ünitelerden oluşan sistem şeması görülmektedir.

Sistemdeki ana ve yan donanımlar;

1. Dış ünite (ler),
2. İç üniteler,
3. Bakır boru tesisatı,
4. Branşman kitleri,
5. Kumandalar.

Sistemin temel çalışma prensibi bilinen soğutma çevriminden çok farklı değildir. Sistemin dış ortam tarafındaki temel donanımları normal soğutma çevriminde olduğu gibi özetlenebilir. İç ortamdan soğutucu akışkan tarafından alınan ısıнын dışarı atılmasına yarayan bir kondenser (VRF dış ünite) ve bu kondenserin içinde akışkanı basınçlandırmaya yarayan kompresör/kompresörler yer alır. İç ortam tarafında ise, iç mahallerden akışkanın üzerine ısı alarak buharlaşmasını sağlayan iç üniteler (evaporatör) ve iç üniteye gitmesi gereken akışkan miktarını belirleyen ve basınç düşürücü eleman olarak çalışan genleşme vanaları (EGV) yer alır.

Sistemde ayrıca akışkanın iç-dış ortam arasında dolaşımını sağlayan bakır boru sistemi, bakır boru sisteminin bağlantı ve dağıtım noktalarını oluşturan branşman kitleri ve mahallerdeki kapasitif kontrolü sağlayan kumanda sistemlerinden bahsedebiliriz. Bunların dışında kompresörler için yağ akümülatörleri, soğutucu akışkanın çok uzun mesafelerde yol almasını sağlayan sub cooler (aşırı soğutucu) üniteleri, sistemin tüm kontrolünü yapan elektronik kartlar, çeşitli noktalarda sıcaklık ve performans ölçen termistörler, kontrol jigleri ve ara haberleşme elemanları bulunur. Şekil 3,16'da sub-cooler örnekleri verilmektedir.



Şekil 3,16 Sub-cooler örnekleri

Bir dış ünite bloğuna/grubuna bağlanabilen iç ünite sayısı çeşitli markaların çeşitli sistemlerine göre farklılık gösterir. Bir dış ünite bloğuna bağlanabilen çok sayıda iç ünite mevcuttur. VRF sistemlerde, toplam sistem kapasitesi, çeşitli kapasitelerdeki

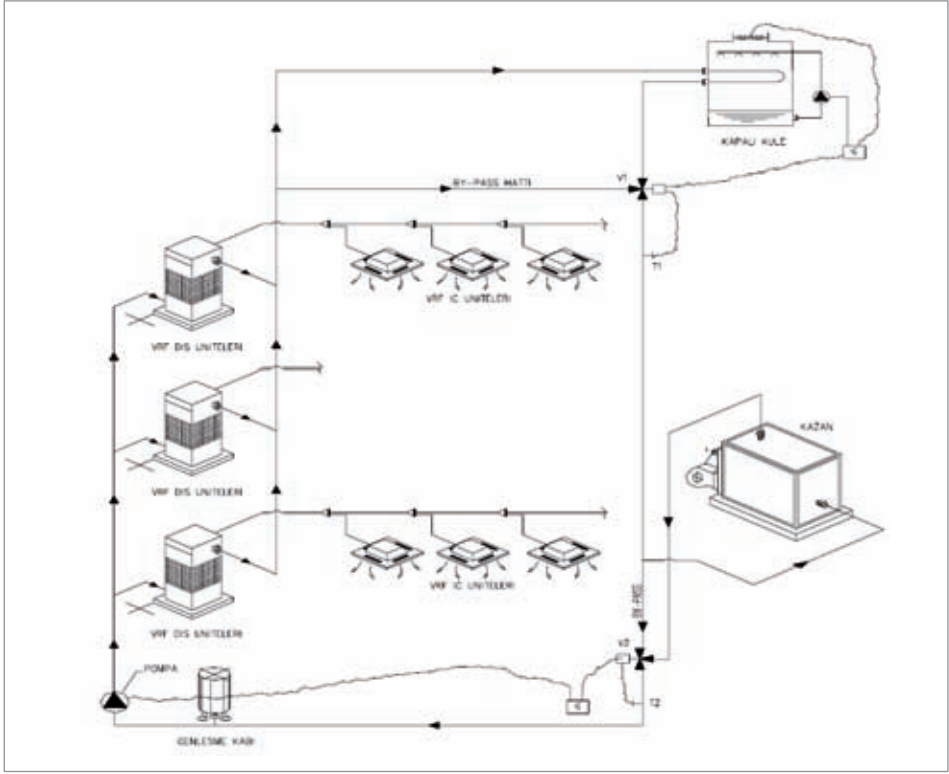
dış ünitelerin kombinasyonları ile türetilmektedir. Her bir markanın farklı kapasite aralıkları bulunmakla beraber, genelde 4HP ile 18HP (Beygir Gücü) arasındaki değişik kapasiteli dış üniteler birbirlerine 2'li, 3'lü ya da 4'lü kombinasyonlar halinde eklenmek suretiyle daha büyük sistem kapasite değerlerine ulaşılmaktadır. Çeşitli markaların 3'lü, 4'lü ya da daha fazla birleştirilebilen dış ünite sistemleri bulunur. Bu sistemler ile daha büyük kapasitelere ulaşmak mümkündür. Sistemlerin ulaşabileceği maksimum kapasiteler ve bunların hangi dış ünite kombinasyonları ile yapılabileceği konusunda firmaların teknik dokümanları referans alınmalıdır. Hava soğutmalı VRF sistemleri üç alt başlık altında incelenebilir.

1. Yalnız soğutma yapan VRF sistemler
2. Heat pump - ısı pompalı sistemler
3. Isı geri kazanımlı sistemler

3.2.6.2 Su Soğutmalı Kondenserli VRF

İç ünite, borulama ve sistem genel hatlarıyla hava soğutmalı VRF ile aynıdır. Temel fark kondenserin hava yerine su ile ısıyı ortama atmasıdır. Hava soğutmalı cihazlarda, dış ünitelerde havadan soğutucu akışkana olan ısı aktarıcının yerini sudan-soğutucu akışkana ısı aktarıcılar almıştır. Sistem; çatı, teras veya uygun balkon ve benzeri açık alan bulunmayan veya görüntü kirliliği istenmeyen binalar için mükemmel bir çözüm sunmaktadır. Binanın muhtelif yerlerine yerleştirilen VRF dış üniteleri bir su boru devresi ile bir birlerine bağlanmaktadır. Bu devreye bir kule ve ısı kaynağı ilave edilerek sistem tamamlanmaktadır. Sistemde dolaşan su 10°C ile 45°C arasında tutulmaktadır. Su soğutmalı sistemlerin hava soğutmalı sistemlere göre en büyük avantajı, dış hava şartlarına hava soğutmalı sistemler kadar sıkı sıkıya bağlı olmamalarıdır. Diğer bir avantaj ise, EER değerinin su soğutmalı klasik soğutma grupları kadar yüksek olmasıdır. Ayrıca hava soğutmalı VRF sistemlerinde elde edilen ısı geri kazanımı, bu sistemlerde iki kademe olarak yapılmakta ve daha yüksek değerlere erişmektedir.

Şekil 3.17'de, su devresini besleyen kule, kazan ve üç yollu vanalardan oluşan sistem görülmektedir. Yazın su devresine atılan ısı sonucu su sıcaklığı yükselmekte ve kule devreye girmektedir (V1 üç yollu vanası by-pass hattını kapatmaktadır), su sıcaklığı istenilen değere düştüğünde kule tekrar devreden çıkmaktadır (V1 üç yollu vanası by-pass hattını açmaktadır). Kışın ise, iç üniteler ısı çektikleri için boru devresindeki su sıcaklığı düşmektedir. Su sıcaklığı belirli bir değerin altına indiğinde kazan devreye girmektedir (V2 üç yollu vanası by-pass hattını kapatmaktadır). Su devresindeki sıcaklık istenilen değere yükseldiğinde kazan devreden çıkmaktadır (V2 üç yollu vanası by-pass hattını açmaktadır).



Şekil 3.17 Su soğutmalı VRF sistemi

Su soğutmalı VRF sistemleri amaca uygun olarak iyi planlanmalı ve kurulmalıdır. Dış ünitelerin gizlenebilmesi, klasik soğutma grupları kadar EER'ye sahip olmaları ve iç ünitelerin kullandıkları enerjinin kolay paylaşımı başlıca avantajlarıdır. Dış hava şartlarına çok bağlı değildir, ancak ılıman iklimlerde ısı pompaladıkları bir ortam yoksa ve kazan gibi bir ısı kaynağından besleniyor ise hava soğutmalı sistemlere karşı avantajlarını kaybeder.

Sıcaklığı yükselen kondenser suyunun soğutulması kule tarafından gerçekleştirilir. VRF'nin yüksek dış ortam sıcaklıklarında çalışması esnasında kondenser suyunun soğutulması bu biçimde sağlanır. Açık devre olarak çalışan kulelerde bu sistemin temel avantajı ve dezavantajları şöyle özetlenebilir:

Avantajlar

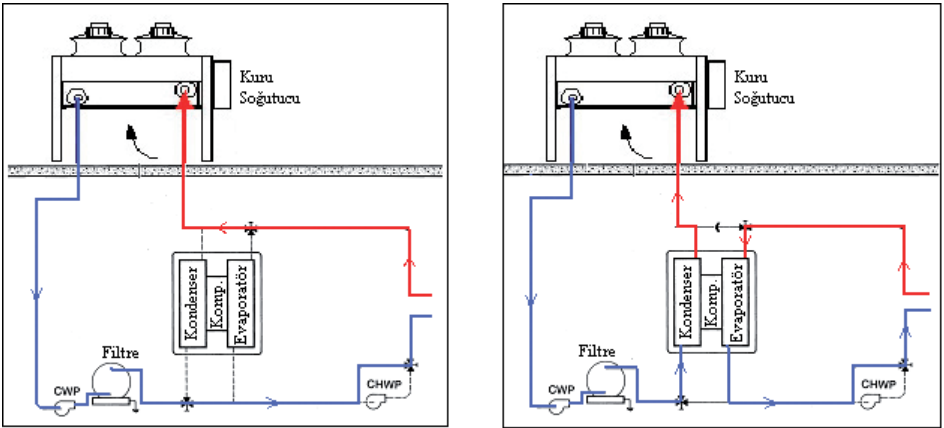
İhtiyaç duyulan soğuk su sıcaklığı ortam yaşı termometre sıcaklığına en üst düzeyde yaklaştırılabilir. Bu durumda doğal soğutmadan sağlanan fayda da en üst düzeyde olacaktır.

Dezavantajlar

Kirli kondenser suyunun temiz soğuk su sisteminde kirlenmeye yol açması sistemdeki en önemli dezavantajdır. Kapalı devre indirekt sistemler olarak çalışan soğutma kulesi uygulamaları ya da aynı ihtiyacı karşılayacak kuru soğutucu uygulamaları bu durumu ortadan kaldırmaktadır.

Kuru Soğutucuların VRF Sistemleri İle Akuple Çalışma Durumu

Açık ve kapalı tip su soğutma kulelerinde olduğu gibi sıcaklığı yükselen kondenser suyunun soğutulması kuru soğutucu tarafından sağlanır (Şekil 3.18). Sistemin yüksek dış ortam sıcaklıklarında çalışması esnasında kondenser suyunun soğutulması bu şekilde sağlanır. Bu sistemin temel avantajı şöyle özetlenebilir, ihtiyaç duyulan soğuk su sıcaklığı ıslak - kuru soğutucularda ortam bağımlı nemi %90 seviyelerine adyabatik olarak çıkartacağı için yaş termometre sıcaklığına yaklaştırılabilir. Bu durumda doğal soğutmadan sağlanan fayda da en üst düzeyde olacaktır. Sistemdeki ciddi başka bir avantaj ise açık tip kulelerde gerçekleşen göreceli olarak kirli kondenser suyunun temiz soğuk su sisteminde kirlenmeye yol açmamasıdır. Kapalı devre indirekt sistemler olarak çalışan soğutma kulesi uygulamaları ya da aynı ihtiyacı karşılayacak kuru soğutucu uygulamaları bu durumu ortadan kaldırmaktadır.



Şekil 3.18 Islak/Kuru soğutucuların VRF uygulaması

3.2.6.3 Isı Geri Kazanımlı VRF Sistemler

Bir mahalde soğutma yapılırken, aynı zamanda o mahalde istenmeyen ısı enerjisi dışarıya atılmaktadır. Bazı binalarda ise belirli mahallerde soğutma yaparken belirli mahallerde ısıtma ihtiyacı olabilmektedir. Örneğin, güney-kuzey uzanımlı binalarda özellikle geçiş mevsimlerinde güneş alan, güneye bakan özellikle cam

kaplı cepheler, gün içerisinde fazla ısınırken, güneş almayan cephelerde halen ısı kaybı ve ısıtma ihtiyacı olabilmektedir. Ya da bir otel binasının tamamında ısıtma yapılırken, 1000 kişinin bir arada bulunduğu bir konferans salonunun o an için soğutulması gerekebilir. Bina ölçeği büyüdükçe bu tarz ihtiyaçlar artmaktadır. Öyleyse, neden zaten binamızın belirli bir mahallini soğuturken enerji harcayarak topladığımız enerjiyi dışarıya atalım? Bu enerjiyi, ihtiyaç duyan başka bir mahalde neden kullanmayalım?

İşte ısı geri kazanımlı VRF sistemleri bize bu imkanı sağlar. Normal VRF sistemlerinde sıvı ve buhar olarak iki bakır boru hattı mevcutken, ısı geri kazanımlı sistemlerde mahaller arasındaki ısıнын transferini sağlayan bir üçüncü bakır boru hattı daha bulunur. Bu nedenle üç borulu sistem olarak da ifade edilir. Ayrıca bir mahalde ısı yüklenmiş soğutucu akışkanın ısısının başka mahallere aktarılmasını sağlayan ısı geri kazanım kutuları mevcuttur. Isı geri kazanım kutuları solenoid valfler, elektronik akış kontrol üniteleri ve haberleşme üniteleri ile bu işlevi yerine getirirler.

Sistemin Temel Faydaları

VRF sistemleri aşağıda belirtilen temel ihtiyaçlar göz önünde bulundurularak tasarlanmış ve ortaya çıkmıştır.

- a. Bire bir split klimaların kapasiteleri sınırlıdır. Büyük kapasite ihtiyacı bulunan binalarda yeterli olmamaktadır ya da çok fazla ünite kullanımı nedeniyle dış ünite kirliliğine yol açmaktadır.
- b. Bire bir split klimalarda iç-dış ünite arası bakır boru mesafelerinin sınırlı olması nedeniyle geniş ve yüksek binalarda uygulama zorlukları oluşmaktadır.
- c. Çoklu uygulamalarda her bir split klima için ayrı bakır boru hatlarını çekilmesi zorunluluğu hem montaj işini hem de malzeme maliyetlerini artırmaktadır.
- d. Merkezi sistemler, bina içerisindeki farklı mahallerin farklı ihtiyaçlarına cevap verememektedir. Tüm mahallerde merkezi sistemin ürettiği sabit ısıtma-soğutma kapasitesi kullanılmaktadır. Büyük binalarda, cephenin yönü, güneş ışığına ne kadar maruz kalındığı, mahallerdeki kullanıcı sayısı ya da ısı yayan cihazlar gibi sebeplerle her bir mahallin farklı ısıtma-soğutma ihtiyacı olmaktadır. Bu yüzden kullanıcılara konfor açısından esneklik sağlar.
- e. Özellikle oteller, iş merkezleri gibi çok bölümlü binalarda, mahallerin kullanım durumuna göre binanın toplam kapasite ihtiyacı değişebilmektedir. Bu durumda, kontrol sistemlerinin etkin kullanımı belirleyici rol oynamaktadır.

Özetlersek, değişken debili sistemler, merkezi sistemlerin yüksek kapasiteleri ve büyük mahallerde uygulanabilme özelliği ile bireysel sistemlerin kullanıcı konforuna dönük esneklik ve kolay işletilebilme özelliklerini bir araya getiren sistemlerdir. Özellikle kısmi yüklerde sistem, çabuk ve kolay bir şekilde değişen yük ihtiyacına cevap vererek enerji verimliliği sağlar.

Değişken debili çoklu sistemlerin bir diğer kolaylığı, projelendirme ve uygulama safhalarında esneklik ve kolaylık sağlamalarıdır. Tesisat, merkezi sistemlere göre çok daha ince ve kolay işlenebilir olan bakır borularla sağlanmaktadır. Bir dış ünite bloğuna, tek bir bakır boru hattı ile farklı tip ve kapasitelerde pek çok iç ünite bağlantısı imkanı sunar. Tek bakır boru hattı olduğu için borulama malzeme ve işçilik maliyetleri düşer. Bir dış ünite bloğuna toplam sistem kapasitesinin üzerinde iç ünite kapasitesi bağlanabilir.

3.3 MERKEZİ İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ

Kısaca hava şartlandırma üniteleri şeklinde tanımlanabilir. Kullanım amacı; kapalı bir mahaldeki havanın sıcaklığının ve neminin istenilen sınır şartlarında sabit tutmasıdır. Bu proses bilinen dört termodinamik hava şartlandırılma fonksiyonu ile gerçekleştirilir. Bunlar;

- Isıtma
- Soğutma
- Nem Alma
- Nemlendirme

şeklinde tanımlanır. Klima santralleri bu fonksiyonlarının dışında, kapalı mahaldeki kişilerin ihtiyaç olan temiz havayı da temin etmek ayrıca temiz hava veya geri dönüş havasındaki katı partikülleri, gazları ve mikroorganizmaları tutabilmek amacıyla da kullanılır.

Klima santrallerini, konfor ve endüstriyel olmak üzere iki ana grupta sınıflandırmak mümkündür. Konfor amaçlı klima santralleri insanların yaşam alanlarındaki uygun hava koşullarını elde etmek için kullanılır. Endüstriyel tip klima santrallerin amacı ise üretilen ürün için uygun hava koşullarının elde edilmesidir. En yaygın uygulama alanları ise iplik üretim tesisleri, kâğıt üretimi ve baskı tesisleri, gıda endüstrisi, seramik fabrikaları ve petro- kimya tesisleridir.

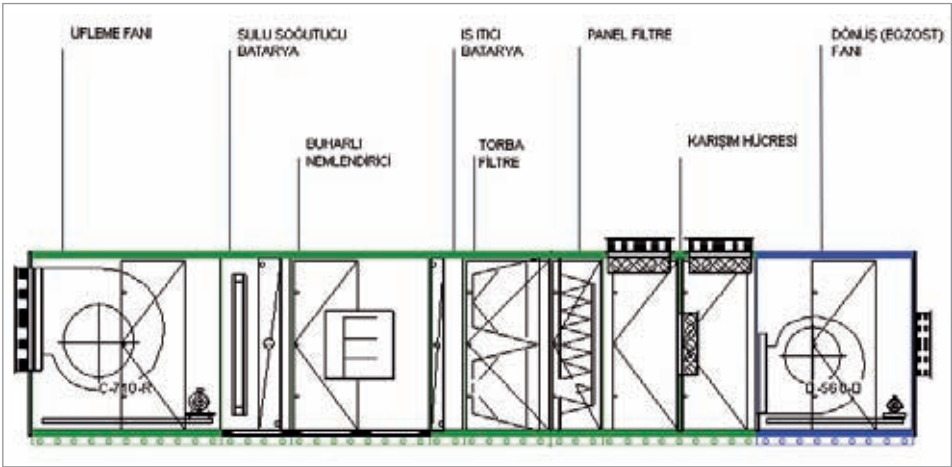
Tüm bunların dışında ilaç üretim tesislerinde, ameliyathanelerde, havuzlarda, müze-lerde ve laboratuvarlarda kullanılan klima santralleri özel bir yere sahiptirler. Havuz ve hijyen klima santralleri tasarım, üretim ve testler anlamında hassas mühendislik çalışması gerektirmektedir.

Bazı endüstriyel uygulamalarda klima santralleri için inşai karkas kullanılsa da genellikle, alüminyum profilli veya çelik çekme taşıyıcı konstrüksiyon ve izoleli çift cidarlı paneller kullanılarak klima santrali dış gövdesi oluşturulur. Bir klima santrali en genel anlamıyla aşağıda tanımlanan hücrelerden oluşur;

- Dampnerli hava karışım hücreleri,

- Filtre hücreleri
- Isıtıcı batarya
- Soğutucu batarya
- Nemlendirici
- Isı geri kazanım ünitesi
- Kimyasal nem alıcı ünite
- Emiş ve üfleme hücreleri
- Fan hücreleri
- Susturucu

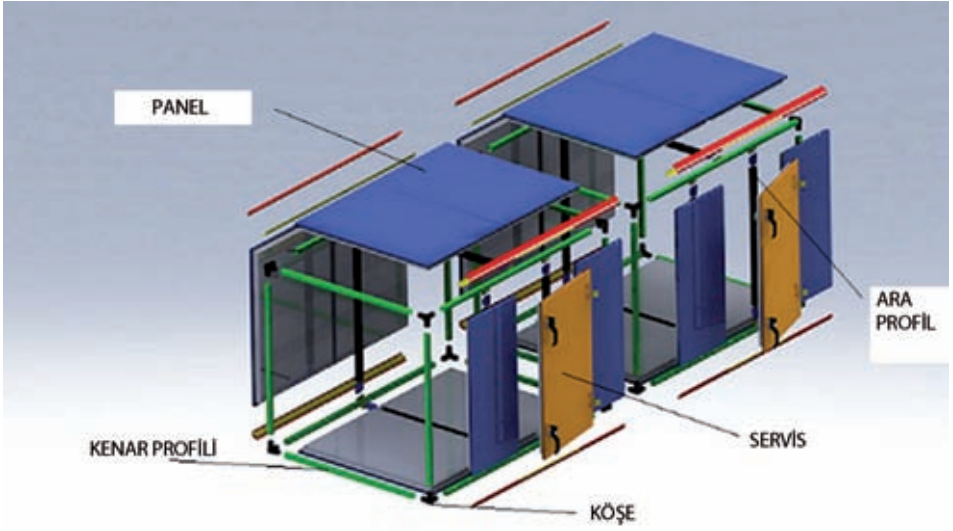
Standart bir uygulama için tasarlanmış bir klima santrali Şekil 3.19’da gösterilmiştir.



Şekil 3.19 - Klima santrali

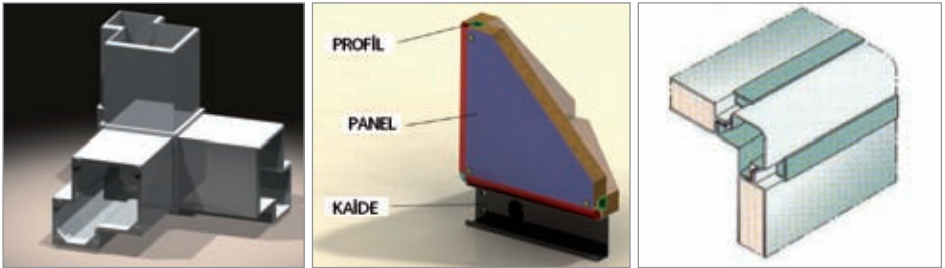
3.3.1 Klima Santrali Hücre Yapısı

Klima santrali hücresi, klima santralinin elemanlarını içinde toplayan, ses ve ısı yalıtımı sağlayan santralin dıştan görünen kısmıdır. Klima santrali hücresi, taşıyıcı profil, paneller (kaset) ve kaideden oluşur. Şekil 3.20’de klima santrali hücresi verilmektedir.



Şekil 3.20 Klima santrali hücresi

Klima santrallerinde taşıyıcı profil olarak alüminyum veya çelik çekme profil kullanılır. Bu profiller köşelerde sert plastik veya döküm alüminyum köşe parçaları ile birbirlerine bağlanırlar.



Şekil 3.21 Klima santral paneli

3.3.2 Kaset (Panel) Yapısı

Daha çok iki sac arasında konulan izolasyon malzemesinden oluşur (Şekil 3.21). Sac olarak galvaniz, galvaniz üzeri boyalı sac veya paslanmaz sac (hijyenik klima santrallerinde) kullanılır. İzolasyon malzemesi olarak, poliüretan, cam yünü veya kaya yünü kullanılır. İzolasyon kalınlığı ısı iletkenlik katsayısı kaset yüzeyindeki yoğuşma esas alınarak belirlenir. Yaygın olarak 25 mm ve 50 mm izolasyon kalınlıkları tercih edilmektedir.

Kaseti oluşturan tüm paneller ve kapılar, 25 mm ile 50 mm kalınlığında olup genelde iç yüzeyde sac 0,8 mm ile 1,2 mm galvaniz dış yüzeyi oluşturan sac ise 0,8 mm ile 1,2 mm galvaniz veya galvaniz üzeri tercih edilen RAL renginde kendinden boyalı sacdan imal edilmektedir.

İç ve dış sac arasında izolasyon malzemesi olarak yanmazlık sınıfı DIN 4102'ye göre A1 sınıfı olan 70 kg/m³ yoğunlukta kaya yünü veya A2 sınıfı yoğunluğu 50 kg/m³ olan camyünü kullanılması önerilmektedir.

Poliüretan İzolasyonlu Kaset

Kaseti oluşturan tüm paneller ve kapılar 25 mm ile 50 mm kalınlığında olup, genelde iç yüzeydeki sac 0,5 mm ile 1 mm galvaniz sac, dış yüzeyi oluşturan sac ise 0,5 m ile 1 m galvaniz veya galvaniz üzeri tercih RAL renginde kendinden boyalı sactan imal edilmektedir. İç sac ve dış sac arasında izolasyon malzemesi olarak yanmazlık sınıfı DIN 4102'ye göre B3 olan 48 kg/m³ yoğunlukta su bazlı poliüretan (ozon tabakasına zarar vermeyen gaz) kullanılmalıdır.

3.3.3 Hücre Yapısının EN 1886'ya Göre Tanımlanması

Tasarlanan santral kasetleri, standartlarda belirtilen testlere tabi tutulmakta ve çeşitli açılardan değerlendirilmektedirler. Yapılan testler sonucunda , kasetin işlevselliği sınırları belirlenmiş sınıflara dahil edilerek ilgililere yapısı hakkında fikir vermektedir. Uluslararası firmalar, santral kaset kalitelerinin değerlendirilmesini EN 1886 standardına göre yapmakta ve alıcıya bu sonuçlara göre ürününü sunmaktadır. Santral konusu ile yakından ilgilenen üretici ya da tüketiciler tarafından bu standartta belirtilen kavramlar yeterince bilinmektedirler. Ancak, bu konuların tekrar gözden geçirilmesi, bilgilerin tazelenmesi faydalı olacaktır.

EN 1886 standardına göre santral kasetlerinin işlevselliği dört grupta değerlendirilmektedir:

- Hücresinin Mekanik Dayanımı
- Hücresinin Hava Sızdırmazlığı
- Hücresinin Isıl Performansı
- Hücresinin Akustik Özellikleri

Burada EN 1886 standardında santral kasetleri ile ilgili yukarıdaki kategorilerde tanımlanan sınıflar ve katsayılar detaya girmeden açıklanmıştır.

Hücresinin Mekanik Dayanımı

Santral kasetleri dayanıklılık açısından üç ayrı sınıfta değerlendirilmektedir (Tablo 3.1).

Tablo 3.1 EN 1886 - 2007'e göre mekanik dayanım sınıfları

Gövde sınıfı 2007 (1998)	Maksimum bağıl sehim mm/m	Maksimum fan basıncına dayanım	Kalite
D3 (1B)	Özellik yok	Evet	-
D2 (1A)	10	Evet	+
D1 (2A)	4	Evet	++

Santral dayanıklılık sınıfını belirlemek için beyan edilen çalışma basıncında, karkas ve panel deformasyon miktarı ölçülmekte ve ölçülen en büyük deformasyon miktarına göre santral mukavemet sınıfı belirlenmektedir.

Sınıf D1, D2 ve D3'e dahil olan santral kasetlerinin, fanın maksimum çalışma basıncında tabloda belirtilen değerlerin altında deformasyon ölçülmesi gerekmektedir. Muhafazada hasar oluşmadan, 1 m²'lik yüzeyde maksimum ± 2 mm kalıcı deformasyon oluşmalıdır.

Hücre Hava Sızdırmazlığı

Santrallerde hava kaçağının doğal olarak mümkün olduğu kadar az olması istenmektedir. Hava kaçaklarının ana nedeni, santral içi ve dışı arasındaki basınç farkıdır. Santral içinde oluşan pozitif basınç durumlarında, santral içi havası dışarıya sızarken, negatif basınç durumlarında ise hava, dış ortamdan santral içine sızmaktadır. Eşit pozitif veya negatif basınç değerlerinde hava kaçak oranı farklı olabilir. Bu nedenle EN 1886 standardında, hava kaçak sınıfı pozitif ve negatif basınç durumları için farklı oranlarda tanımlanmıştır.

Hava kaçak miktarı -400 Pa negatif, +700 Pa pozitif test basıncı değerlerinde ölçülür ve hesaplanır. Negatif test basıncında santrale sızan (giren) hava miktarı, pozitif test basıncı değerinde ise santralden ortama kaçan (sızan) hava miktarı ölçülür ve hesaplanır. Eksilen hava miktarı yüzey alanına bölünerek santralin sızdırmazlık sınıfı elde edilir.

Tablo 3.2 EN 1886 - 2007'e göre hava kaçak sınıfı

Kaçak sınıfı 2007 (1998)	-400 Pa'da maksimum kaçak l/sm ²	+700 Pa'da maksimum kaçak l/sm ²	EN779'a göre maksimum filtre sınıfı	Kalite
L1 (-)	0,15	0,22	F9'dan iyi	++
L2 (B)	0,44	0,63	F8-F9	+
L3 (A)	1,32	1,90	G1-F7	-

Pozitif basınçlarda hava kaçak sınıfını belirlemek için, santral içinde 700 Pa pozitif basınç yaratılmaktadır. Bu basınçta santraldeki hava kaçak miktarı ölçülmekte, daha sonra ölçülen miktar santral yüzey alanına bölünmekte ve böylece hava kaçak oranı elde edilmektedir. Hava kaçak oranına göre Tablo 3.2'den santral kasetinin hava kaçak sınıfı belirlenmektedir.

Hücrenin Isıl Performansı

EN 1886'ya göre santral kasetinin ısıl performansı iki kategoride incelenmektedir.

- Hücrenin ısı iletkenliği
- Hücrenin ısı köprüsü

Kaset Isıl İletkenliği

Literatürde bilinen toplam ısıl geçirgenlik katsayısının tanımı santraller için de geçerlidir. Ancak dikkat edilmesi gereken husus tanımlanan ısıl geçirgenlik katsayısının santral toplam dış yüzey alanına göre hesaplanmasıdır. Isıl iletkenlik testleri santral iç ve dış ortamları arasındaki toplam ısı transfer katsayısını belirler ve santral yüzeyinden transfer edilen ısı miktarını hesaplamak için kullanılır. Santrallerde ısı iletkenlik katsayısının düşük olması santralden ortama veya ortamdan santrale transfer edilen ısı miktarının az olduğunu ve enerji tasarrufu sağladığını gösterir.

Deneysel olarak yapılan çalışmalarda santral içinde konulan ısıtıcı vasıtası ile, santral içindeki hava ile dış ortam havası arasında 20 K sıcaklık farkı yaratılmaktadır. Santral toplam yüzey alanı ve sıcaklık farkı bilindiğine göre, santral içerisinde harcanan toplam elektrik gücünün ölçülmesi ile santralin toplam ısıl geçirgenlik katsayısı rahatlıkla hesaplanabilmektedir.

Santral ısıl geçirgenlik sınıflandırması Tablo 3.3'teki U değerlerine göre yapılmaktadır.

Tablo 3.3 EN 1886 - 2007'ye göre ısıl geçirgenlik U

Sınıfı	Isı Transfer Katsayısı [W/m²K]	Kalite
T1	$U \leq 0,5$	++++
T2	$0,5 < U \leq 1,0$	+++
T3	$1,0 < U \leq 1,4$	++
T4	$1,4 < U \leq 2,0$	+
T5	Gereksinim yok	-

Kaset Isıl Köprüleme

Santral kaset ısıl direnci kasetin her bölgesinde aynı değildir. Örneğin panelin bütün yüzeyinde ısıl direnç aynı olmadığı gibi panel ile profilin arasındaki ısıl direnç de oldukça farklıdır. Isıl köprüleme katsayısı, ısıl direnci açısından oluşan kısa devrelerin U göstergesi olarak değerlendirilebilir. Santral kasetinde ısıl direnci düşük olan bölgelerde ısı transferi daha fazla olup, santral çalışma şartlarına bağlı olarak o bölgelerin iç veya dış yüzeylerinde yoğunlaşma ihtimali daha yüksektir. Isıl köprüleme değeri, ısı iletkenlik katsayısına benzer şekilde ölçülmektedir. Santral iç havası soğutulmuş olarak iç ile dış ortam arasında 20 K sıcaklık farkı yaratılmaktadır. Kaset yüzeyinde oluşan maksimum yüzey sıcaklığı ölçülerek; aşağıdaki eşitliğe göre ısıl köprüleme katsayısı hesaplanmaktadır.

$$K_b = \frac{(t_{max} - t_i)}{(t_a - t_i)}$$

Eşitlikte;

t_i : Santral içi ortalama hava sıcaklığı,

t_a : Santral dışı ortalama hava sıcaklığı,

t_{max} : Santral dış yüzey maksimum sıcaklığı

değerlerini ifade etmektedir. Hesaplanan ısıl köprüleme katsayısına göre, santral kasetin ısıl köprüleme sınıfı Tablo 3.4'de gösterilmiştir.

Tablo 3.4 EN 1886 - 2007'ye göre ısıl köprüleme faktörü (K_b)

Sınıfı	Isıl Köprüleme faktörü	Kalite
TB1	$0,75 < K_b < 1$	++++
TB2	$0,60 \leq K_b < 0,75$	+++
TB3	$0,45 \leq K_b < 0,60$	++
TB4	$0,30 \leq K_b < 0,45$	+
TB5	Özellik yok	-

Görüldüğü gibi, ısıl köprüleme katsayısının yüksek olması santral kasetinin kalitesinin yüksek olduğunu göstermektedir. Isıl köprüleme katsayısı kullanılarak istenilen çalışma şartlarında, kaset yüzeyinde yoğunlaşma olasılığı tahmin edilebilir.

Santral Yüzeyinde Yoğunlaşma Olasılığı Hesaplanması:

Santral ısı köprüleme katsayısı : $K_b = 0,5$

Santral içinde hava sıcaklığı : $t_i = 16^\circ\text{C}$

Dış ortam sıcaklığı : $t_a = 34^\circ\text{C}$

Buna göre santral dış yüzeyindeki sıcaklık: $t_{max} = 25^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

Dış ortam yaş termometre sıcaklığı 24°C ise, psikrometrik diyagramından çığ noktası 20°C olarak bulunur. Santral dış yüzey sıcaklığı, çığ noktası sıcaklığının üzerinde olduğundan (25°C > 20°C) santral dış yüzeyinde her hangi bir yoğunlaşma meydana gelmez.

Hücrenin Akustik Özellikleri

Santral içinde oluşan gürültünün dış ortama iletilmemesi için, santral kasetinde ses yutma değerinin yüksek olması istenmektedir. Bu nedenle, santral kaseti etrafında değişik oktav bantlarında net ses basınç seviyesi ölçülmekte, daha sonra aynı ölçüm aynı noktalarda kasetin bulunmadığı durumunda tekrar edilmektedir. Sonuç olarak, her iki ölçümde belirli oktav bandında ölçülen ses basınç seviyelerinin farkı, santral kasetinin o oktav bandındaki ses yutma değerini vermektedir. Ses yutma değerinin büyük olması santral içinde oluşan gürültünün dışarıya iletilmemesi açısından büyük avantajdır. Sesin serbest alanda yayılması prensibine göre santralden belli uzaklıktaki gürültü azalma değerleri Tablo 3.5'te verilmiştir.

Tablo 3.5 Ses Sönümleme Değeri

Klima Santralinden Uzaklık (m)	Ses Sönümleme Değeri, Q			
	1	2	4	8
1	-11 dB	-8dB	-5dB	-2 dB
2	-17 dB	-14 dB	-11 dB	-6 dB
3	-20,5 dB	-17,5 dB	-14,5 dB	-11,5 dB

Ses sönümleme değeri;

Q=1 cihazın etrafında hiç yansıtıcı yüzey bulunmadığını (cihazın boşlukta gibi durduğunu), ses sönümleme değeri,

Q=2 cihazın etrafında bir adet yansıtıcı yüzey bulunduğunu (cihazın düz bir yüzey üzerinde durduğunu, etrafının boş olduğunu), ses sönümleme değeri,

Q=4 cihazın etrafında iki adet yansıtıcı yüzey bulunduğunu (cihazın düz bir yüzey üzerinde ve bir duvarın kenarında durduğunu, diğer kenarının boş olduğunu), ses sönümleme değeri,

Q=8 cihazın etrafında üç adet yansıtıcı yüzey bulunduğunu, (cihazın düz bir yüzey üzerinde ve iki duvarın köşesinde durduğunu, diğer kenarların boş olduğunu) gösterir.

Tipik bir klima santrali hücre dizilişi ve özellikleri:

- Aspiratör Hücresi

- Karışım Hücresi
- Ön Filtre Hücresi (G3)
- Hassas Filtre Hücresi (F7)
- Isıtıcı Batarya Hücresi
- Soğutucu Batarya Hücresi
- Vantilatör Hücresi

Klima santrali seçilirken serbest kesitteki hava hızı 2 m/s, batarya hava geçiş yüzündeki hava hızı 2,5 m/s altında tutulmalıdır. Emiş damperlerindeki hava hızı 5 m/s' den yüksek olmamalıdır. Vantilatör üfleme ağzındaki hava hızı 11 m/s' den yüksek olmamalıdır. Vantilatör ve aspiratör hücrelerinde aydınlatma ve gözetleme camı olmalıdır. Isıtma ve soğutma bataryaları arasında bakım ve temizleme için kapak olmalıdır. Dış ortamda çalışacak cihazlarda mutlaka çatı koruması bulunmalıdır. Klima santralinin karakteristik özellikleri (TS EN 1886) en az aşağıdaki sınıflarda olmalıdır ve enerji verimliliği açısından üst sınıflar tercih edilmelidir.

En büyük nispi sehim: D1

Sızdırmazlık sınıfı: L2 (F9)

Isıl geçirgenlik sınıfı: T3

Isı köprüleme sınıfı: TB3

3.4 İKLİMLENDİRME TEKNİĞİ - KAVRAMLAR VE TANIMLAR

3.4.1 Psikrometrik Diyagram ve İlgili Temel Kavramlar

Psikrometri, nemli havanın termodinamik özellikleri ile bu özellikleri kullanarak nemli havadaki işlemler ve şartlar ile ilgilenen, termodinamiğin bir dalıdır. Psikrometrik diyagram, genel itibariyle kapalı mahalleri istenilen (sıcaklık, nem) koşullara getirmek amacıyla gerekli hesapları yapabilmek için kullanılmaktadır. Bu mahaller, yaşama alanları veya özellikleri gereği belli koşullarda kalması gereken hacimler olabilir (bilgi işlem üniteleri, tekstil malzemeleri vb.).

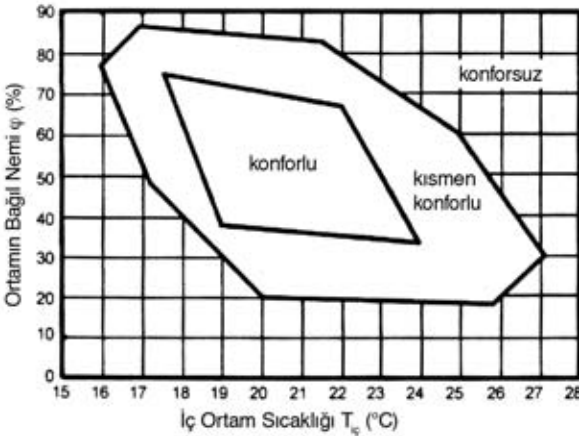
Isıl Konfor

Dünyada kabul edilmiş araştırmalara göre, insanlar belli bir sıcaklık ve nem aralığında ve temiz havalı ortamlarda rahat etmektedir. Bu aralık konfor bölgesi olarak tanımlanmıştır. Konfor koşulları yaz ve kış olarak ayrılmalıdır (nem %30 ile %60, sıcaklık 20 - 27°C). Sıcaklığın gereğinden fazla veya az olması boğaz kuruluğu, gözlerde yanma gibi rahatsızlıklara yol açmasının yanında, fazla nem de terlemeye ve bunalıcı bir sıcaklık hissine neden olur. Konfor kapalı bir ortamda sıcaklık ve diğer hava şartlarından ileri gelen bir rahatsızlık olmaması halidir. Konforun tam manasıyla belirlenebilmesi için deneysel olarak gözlenebilecek kesin bir fizyolojik olay yoktur.

Deri sıcaklığı bu konuda iyi bir fikir sağlayabilir. Tarafsız sıcaklık aralığı konfor için bir kriter olarak alınabilir. Ayrıca ortamın havası temiz ve taze değildir. Toz, duman, polen ve diğer zararlı maddelerin filtre edilmesi ve temiz havayı getirip kirli havayı götürecektir bir hava dolaşımı gerekmektedir. Günümüzde pek çok insanın yaşamının önemli bir bölümü kapalı mekanlarda geçmektedir. Bu mekanlar gerek hacim, gerekse barındırdıkları insan sayısı olarak büyük boyutlara ulaşmıştır. Fuar, konferans, tiyatro, sinema salonlarının, alışveriş ve eğlence merkezlerinin, pencereleri açılmayan yüksek binaların vb. yaşanabilir halde tutulması için iklimlendirme (klima) şarttır. Oteller, hastaneler, gıda, tekstil, elektronik, kağıt, tütün, vb. endüstrileri de klimaya tam anlamıyla muhtaçtır. Mahallerin iklimlendirilmesi için başlıca önemli iki metot vardır. Bunlar tüm havalı iklimlendirme ve primer havalı iklimlendirme olarak adlandırılır.

3.4.2 Hissedilen (Efektif) Sıcaklık

Sıcaklık ile beraber bağıl nem ve hava hızını da dikkate alarak yeni bir sıcaklık ölçeği tarif etmek gerekmiştir. Bu sıcaklığa (ET) adı verilmiş olup fizyolojik olarak hissedilen sıcaklığı temsil eder. Şekil 3.22'de (ET) ve konfor bölgeleri görülmektedir.



Şekil 3.22 İç ortam sıcaklığı ve ortamın bağıl nemine bağlı olarak konfor bölgesi

Ortam havasına ilişkin, konfor ve kişisel performans için gerekli olan ve insan vücudundaki fazla ısıyı atma işlemini etkileyen parametreleri ısı karakteristikleri olarak adlandırabiliriz. Bunlar;

- kuru termometre sıcaklığı
- bağıl nem
- ortamdaki hava hareketi
- sıcaklığın homojen dağılımı
- ışıının yüzeylerinin sıcaklığı

olarak sayılabilir. Tablo 3.6'da bağıl neme bağlı hissedilen sıcaklık değerleri verilmektedir.

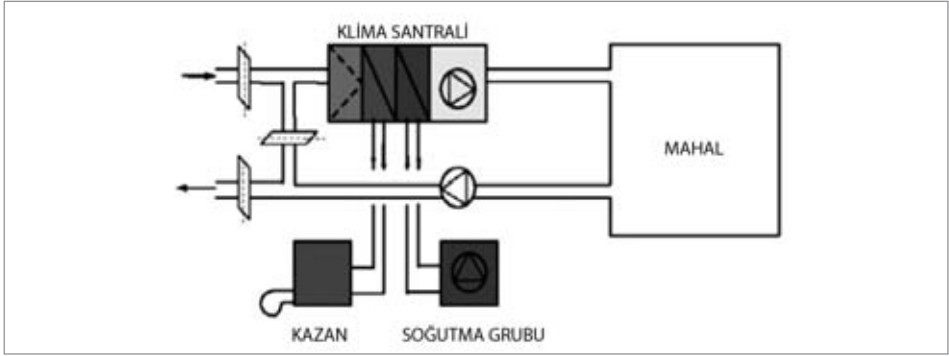
Tablo 3.6 Bağlı neme bağlı olarak hissedilen sıcaklık değerleri.

HİSSEDİLEN SICAKLIK TABLOSU									
Bağıl Nem (%)									
Sıcaklık (°C)	10	20	30	40	50	60	70	80	90
40	37	40	43	49					
39	36	38	41	47	52				
38	35	37	40	43	49				
37	34	36	38	41	43	52			
36	33	35	37	40	42	49	53		
35	32	34	36	38	42	46	51		
34	32	34	35	38	41	44	50		
33	31	32	33	36	38	41	46	50	
32	29	31	32	33	36	38	41	46	50
31	28	30	31	32	34	35	38	41	46
30	27	29	29	31	32	33	36	38	43
29	27	28	29	30	31	32	34	36	39
28	25	26	27	27	29	30	32	33	35
27	24	25	26	26	27	28	29	30	31
26	22	24	25	26	26	27	27	28	29
25	22	23	24	25	25	26	26	27	27

27-30°C sıcaklıkları arasındaki bir havanın hareketsiz olduğu durumda, çıplak bir insan için öyle bir denge noktası vardır ki, insan bu aralıkta ne üşür ne de aşırı terler. Bir insanın ısı konfor halinde bulunması, sadece havanın sıcaklığına bağlı değildir. Havanın nemi, hareketi, temizliği ve civar yüzeylerinin ortalama sıcaklığı konfora etki eder. Yaz aylarında bağıl nemin %6 artması insan vücudu tarafından 1°C sıcaklık artışı olarak algılanır, hava hızı arttığında ise insanlarda üşüme hissi oluşur. Bu nedenlerle, iç ve dış ortam sıcaklık farkının 5-7°C aralığında tutulması ve iç tasarım sıcaklığının her 1°C artışının yaklaşık %10'luk bir enerji tasarrufuna denk geldiği düşünüldüğünde tasarım kriterlerinin yeniden gözden geçirilmesi önem arz eden başlıklardır.

3.4.3 Tüm Havalı İklimlendirme

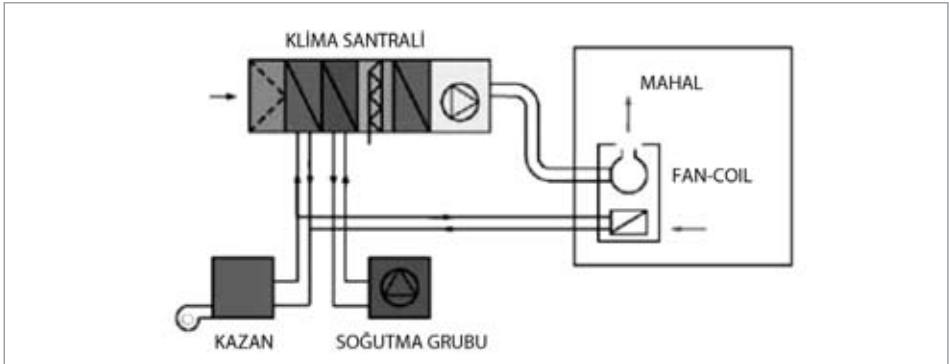
Tüm havalı sistem; merkezi bir klima santralinde şartlandırılan havanın kanallar yardımıyla iklimlendirilecek ortama gönderilmesidir. Şekil 3.23'te tüm havalı iklimlendirme sistemi verilmektedir.



Şekil 3.23 Tüm havalı iklimlendirme sistemi

3.4.4 Primer Havalı İklimlendirme

Statik ısıtma ve/veya soğutma yüklerinin mahallerde kullanılan cihazlardan (örneğin fan-coil veya radyatör) karşılanırken, mahal taze hava ihtiyacının klima santrali ile karşılanmasıdır. Şekil 3.24'te primer havalı iklimlendirme sistemi verilmektedir.



Şekil 3.24 Primer havalı iklimlendirme sistemi

3.4.5 Tanımlar

Kuru Termometre Sıcaklığı (KT-°C)

Normal bir termometre ile yani haznesinin etrafı kuru olup hava ile temas halinde olan bir termometre ile ölçülen hava sıcaklığına denir.

Yaş Termometre Sıcaklığı (YT-°C)

Normal hava akımı içinde, hazne etrafındaki hava doymuluk sınırına getirildiğinde, haznesinde ıslak bir bezin sarılı olduğu termometrenin gösterdiği sıcaklıktır.

Çiğ Noktası Sıcaklığı (ÇN-°C)

Sabit basınçta soğutulan nemli havanın içerdiği su buharının yoğuşmaya başladığı sıcaklığa denir.

Entalpi (h-kJ/kg)

Kuru hava-su buharı karışımına (ıslak havaya) ısıtılması esnasında verilmesi ya da soğutulması esnasında alınması gereken ısı miktarıdır. Havadaki ısı miktarını, belirlenmiş bir referans değerine göre gösteren bir ısı özelliğidir.

Bağıl Nem (ϕ -%)

Mevcut havada bulunan su buharı miktarının aynı sıcaklıktaki doymuş havada bulunan su buharı miktarına oranına denir.

Özgül Nem (w-g/kg)

Mevcut havada bulunan birim miktardaki nemli havanın ihtiva ettiği su buharı miktarına denir. Yani mevcut şartlarda 1 kg havadaki nemin gram cinsinden miktarıdır.

Yoğunluk (ρ -kg/m³)

Nemli hava ağırlığının, kapladığı hacme oranı hava yoğunluğu olarak tanımlanır. Hava yoğunluğunu etkileyen unsurlar, içindeki su buharı miktarı, havanın sıcaklığı, ve havanın bulunduğu rakım ve acık hava basıncı olarak sayılabilir. Psikrometrik diyagram üzerinde bu değişkenlere göre havanın yoğunluğu belirlenebilmektedir.

Duyulur Isı (Q_d-kJ/kg)

Nemli havadan, kuru termometre sıcaklığını değiştirmek için verilmesi ya da alınması için gereken ısı miktarıdır.

Gizli Isı (Q_g-kJ/kg)

Nemli havadan, kuru termometre sıcaklığı değişmeksizin içeriğindeki su buharının yoğunlaştırılması yani faz durumunu değiştirmek için verilen veya alınan ısı miktarıdır.

Duyulur Isı Oranı

Duyulur ısı (Q_d) toplam ısıya (Q_d+Q_g) oranıdır.

Duyulur Isı Oranı Çizgisi (Doğrusu)

Duyulur ısı oranı ile referans noktasından geçen çizgiye duyulur ısı oranı çizgisi denir. Referans noktası psikrometrik diyagram üzerinde bulunan ve rakıma bağlı olarak yeri değişken olan bir noktadır. (Deniz seviyesine göre hazırlanmış psikrometrik diyagramda referans noktası yaklaşık olarak 20°C KT ile %50 bağıl nem eğrisi üzerindedir.)

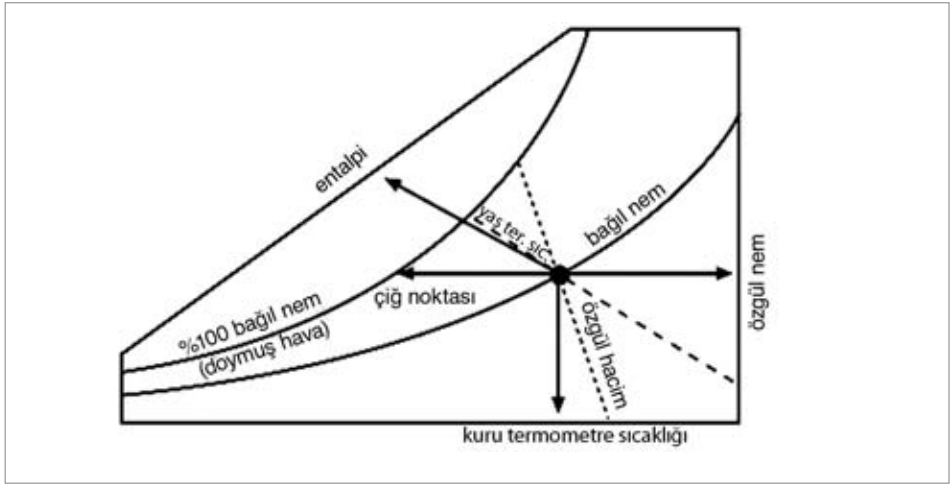
Havanın Özgül Isısı (C_p-kJ/kg°C)

1 kg nemli havanın sıcaklığını 1°C artırmak için gereken ısı miktarına özgül ısı denir. -100 ile + 100°C aralığı için, C_p = 1,004 kJ/kg°C = 0,24 kcal/kg°C

3.4.6 Psikrometrik Prosesler

3.4.6.1 Temel Prosesler

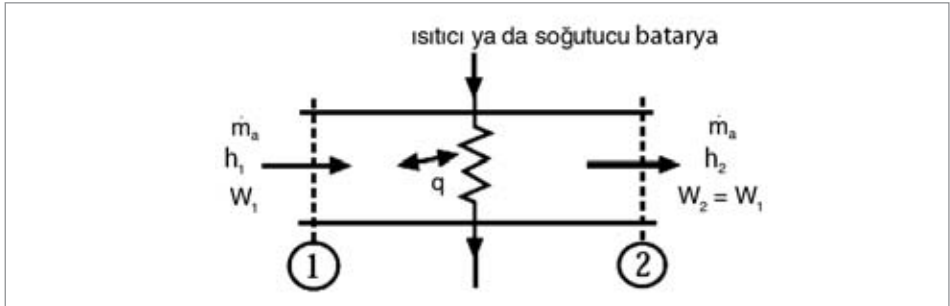
Çeşitli formüllerle bulunan nemli havaya ait termodinamik özelliklerin toplu olarak bir grafik halinde gösterilmesi mümkündür. Bu grafiğe psikrometrik diyagram denir. Psikrometrik diyagram yardımı ile iklimlendirme mühendisliğinde karşılaşılan problemleri analiz etmek, hepsi de çözüm verebilen çeşitli değerler içerisinde en uygun olanını seçmek veya çeşitli çözüm yollarını birbirinden ayırt etmek mümkündür. Şekil 3.25 Psikrometrik diyagram özellikleri verilmektedir.

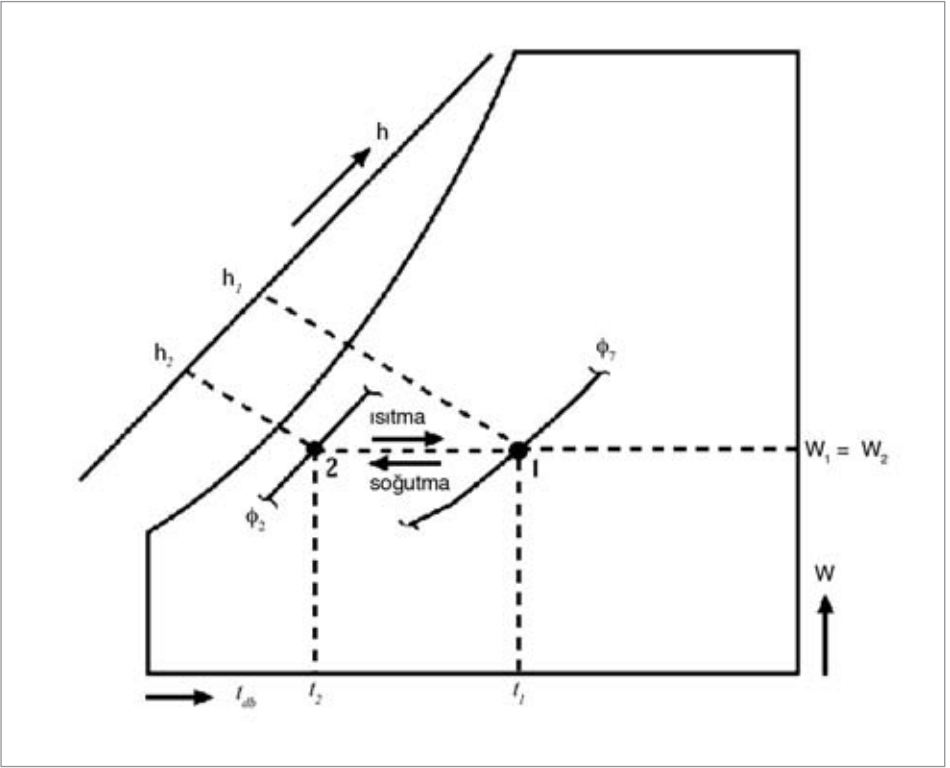


Şekil 3.25 Psikrometrik diyagram özellikleri

Nemli Havanın Isıtılması/Soğutulması

Ortam havası, nem kaybı veya kazancı olmaksızın ısıtıldığında veya soğutulduğunda bu süreç, psikrometrik diyagram üzerinde düz yatay çizgi olarak görülür, çünkü nem oranı sabittir (Şekil 3,26). Isı eşanjöründen nemli hava geçişi bu tür bir süreçtir. Soğutmada ise, ısı eşanjörü yüzeyinin bir kısmı havanın çığ nokta sıcaklığının altında ise, yoğunlaşma ve bunun sonucu olarak da nem kaybı söz konusudur.

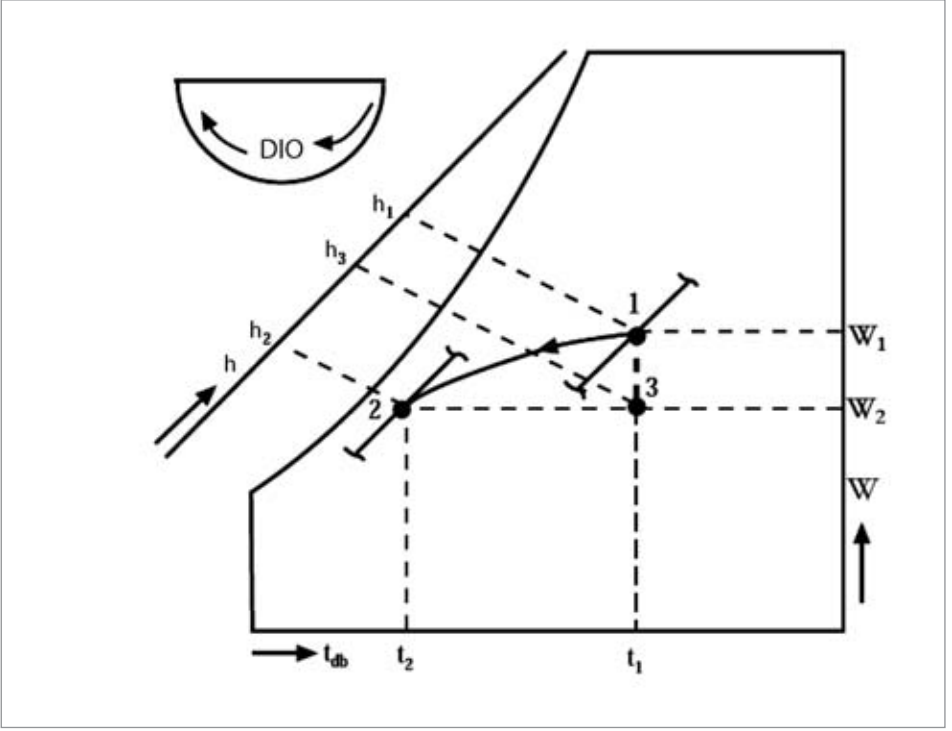




Şekil 3.26 Duyulur ısıtma ve soğutma prosesleri

Nemli Havanın Soğutulması ve Neminin Alınması

Nemli hava bir yüzey üzerinden geçirilerek, hava akımının bir kısmı, çiğ noktası sıcaklığının altına düştüğünde su buharının bir bölümü yoğuşacak ve belki de hava akımından ayrılacaktır. Şekilde sürecin psikrometrik diyagramda izlediği yol verilmiştir. Asıl gerçekleşen süreç, yüzey türüne, sıcaklığına ve akış koşullarına bağlı olarak ciddi farklılıklar gösterecek olsa da net ısı ve kütle alışverişi, başlangıç ve son durumdaki akış şartları cinsinden ifade edilebilir. Soğutma ve nem alma sürecinde hem duyulur hem gizli ısı alışverişi gerçekleşir, duyulur ısı alışverişi beraberinde kuru termometre sıcaklığı düşer, gizli ısı alışverişinde ise nem miktarı azalır. Şekil 3.27'de soğutma ve nem alma prosesi gösterilmektedir.



Şekil 3.27 Soğutma ve nem alma prosesi

3.4.6.2 Yaz ve Kış Kliması Prosesleri

Kış Uygulamaları

- 1- %100 taze hava ısıtma
- 2- %100 taze hava ısıtma + sulu nemlendirme
- 3- Karışım havalı ısıtma
- 4- Karışım havalı ısıtma + sulu nemlendirme

Psikrometrik diyagramda kış uygulamaları sayısal örnekler (%100 iç hava) için hesaplamada kullanılacak sayısal veriler;

Hava debisi: 7.500 m³/h

Dış Ortam sıcaklığı ($t_{dış}$): 0°C

Dış Ortam Bağıl Nemi (BN): %90

Üfleme sıcaklığı ile ortam sıcaklık farkı ($\Delta T = 9^\circ\text{C}$)

$C_{hava} = 1,004 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$

$\rho_{hava} = 1,2 \text{ kg/m}^3$

Mahal Sıcaklığı ($t_{iç}$): 20°C

Mahalin ısı kaybının giderilmesi için gerekli üfleme havası sıcaklığının tayini

Üfleme sıcaklığı : $20 + 9 = 29^{\circ}\text{C}$

$$Q_{\text{ısıtma}} = 7500 \times 1,2 \times 1,004 \times 9$$

$$Q_{\text{ısıtma}} = 81324 \text{ kJ/h (22,59 kW)}$$

%100 Taze Havalı Isıtma

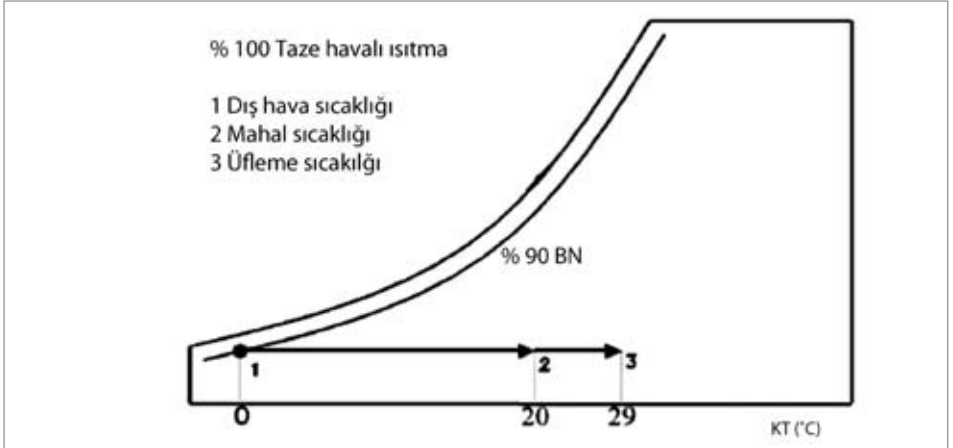
İlk önce dış ortam koşulları psikrometrik diyagramda işaretlenir (1). Hava ısıtıcı bataryadan geçerken duyulur olarak ısınır. Özgül nem sabit kalarak yatay eksene paralel olarak üfleme sıcaklığına (3) kadar ısıtılır. Genel olarak üfleme sıcaklığı ile bataryaya giriş sıcaklığı arasındaki fark (ΔT), formülde yerine konularak ısıtma kapasitesi hesaplanır. Şekil 3.28'de % 100 taze havalı duyulur ısıtma verilmektedir.

$$Q_{\text{ısıtma}} = V \times \rho \times c \times (t_{\text{üf}} - t_g)$$

t_g = %100 taze havalı sistemlerde dış hava sıcaklığına eşittir.

$$Q_{\text{ısıtma}} = 7.500 \times 1,2 \times 1,004 \text{ (kJ/kg } ^{\circ}\text{C)} \times (29-0)$$

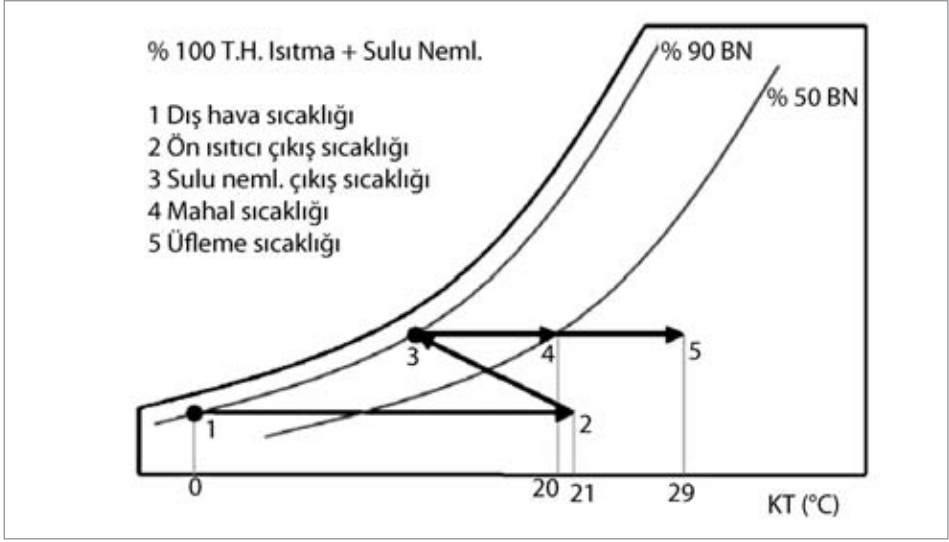
$$Q_{\text{ısıtma}} = 2402.044 \text{ kJ/h (72,79 kW)}$$



Şekil 3.28 % 100 taze havalı duyulur ısıtma

%100 Taze Havalı Isıtma, Sulu Nemlendirme

Dış ortam koşulları psikrometrik diyagramda işaretlenir (1). Yatay eksende (1) noktasından geçen bir doğru çizilir. Ardından mahal koşulları işaretlenir (4) mahal koşullarından havayı duyulur olarak ısıtıp üfleme sıcaklığına (5) ulaşıyoruz. Sulu nemlendirme işlemi esnasında havanın nem seviyesi artarken kuru termometre sıcaklığı azalır psikrometrik diyagramda sulu nemlendirme işlemi sabit yaş termometre sıcaklığında gerçekleşir. Kuru termometre sıcaklığında meydana gelen azalma (3) konfor şartlarından uzaklaşmamıza yol açar. Şekil 3.29'da % 100 taze havalı ısıtma ve sulu nemlendirme verilmektedir.



Şekil 3.29 %100 taze havalı ısıtma ve sulu nemlendirme

Bundan dolayı havayı neme doyurduktan sonra tekrar ısıtıp istenen konfor şartlarını (4) sağlamış oluruz. Bu işlem yapılırken ön ısıtmanın hangi sıcaklığa kadar yapılması gerektiğini hesaplamak için mahal noktasından (4) geçen ve kuru termometre sıcaklığının azalması yönünde olan yatay doğru çizilir. Çizilen bu doğrunun %90 bağıl nem eğrisini kestiği noktadaki yaş termometre sıcaklığına karşılık gelen kuru termometre sıcaklığı, son ısıtıcıya giriş sıcaklığı olarak alınır (3). Bu noktadaki sabit yaş termometre doğrusunun yatay ekseninde (1) noktasından geçen doğruyu kestiği noktadaki kuru termometre sıcaklığı ön ısıtıcı üfleme sıcaklığı olarak alınır (2).

$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = V \times \rho \times c \times (t_{\text{üf}} - t_g)$$

$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = 7.500 \times 1,2 \times 1,004 \times (21-0)$$

$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = 189.756 \text{ kJ/h (52,71 kW)}$$

$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = V \times \rho \times c \times (t_{\text{üf}} - t_g)$$

$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = 7.500 \times 1,2 \times 1,004 \times (29-11)$$

$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = 162.648 \text{ kJ/h (45,18 kW)}$$

Karışım (%50 Taze) Havalı Isıtma, Sulu Nemlendirme

%100 taze havalı ısıtma + sulu nemlendirme işleminin aynısı söz konusudur. Tek fark ısıtma işlemine dış hava sıcaklığından değil, karışım havası sıcaklığından başlarmamızdır. Şekil 3.30'da % 50 taze havalı ısıtma ve sulu nemlendirme verilmektedir.

$$\text{Karışım havası sıcaklığı } T_g = T_k = \frac{0+20}{20} = 10^\circ\text{C (}\%50 \text{ taze, } \%50 \text{ iç hava)}$$

$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = V \times \rho \times c \times (t_{\text{uf}} - t_g)$$

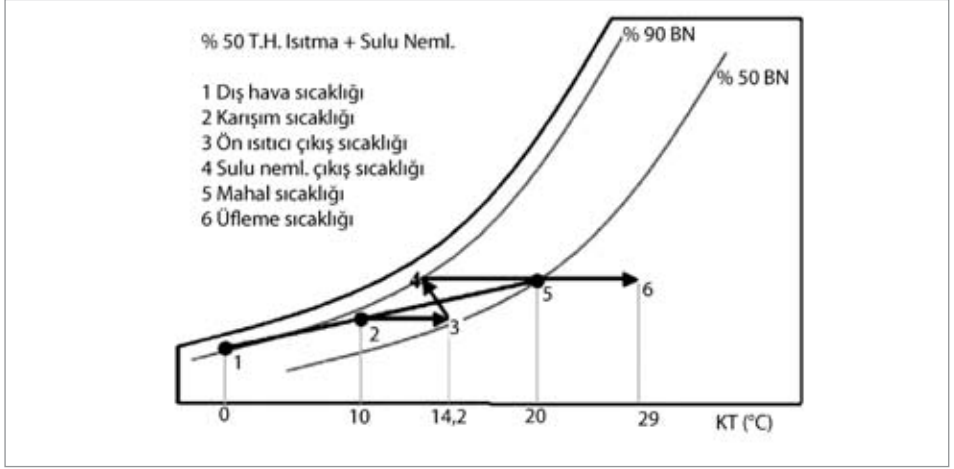
$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = 7.500 \times 1,2 \times 1,004 \times (14,2 - 10)$$

$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = 37.951 \text{ kJ/h (10,54 kW)}$$

$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = V \times \rho \times c \times (t_{\text{uf}} - t_g)$$

$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = 7.500 \times 1,2 \times 1,004 \times (29 - 11)$$

$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = 162.648 \text{ kJ/h (45,18 kW)}$$



Şekil 3.30 %50 taze havalı ısıtma ve sulu nemlendirme

Psikrometrik Diyagramda Yaz Uygulamaları

- 1- %100 taze havalı soğutma
- 2- Karışım havalı soğutma

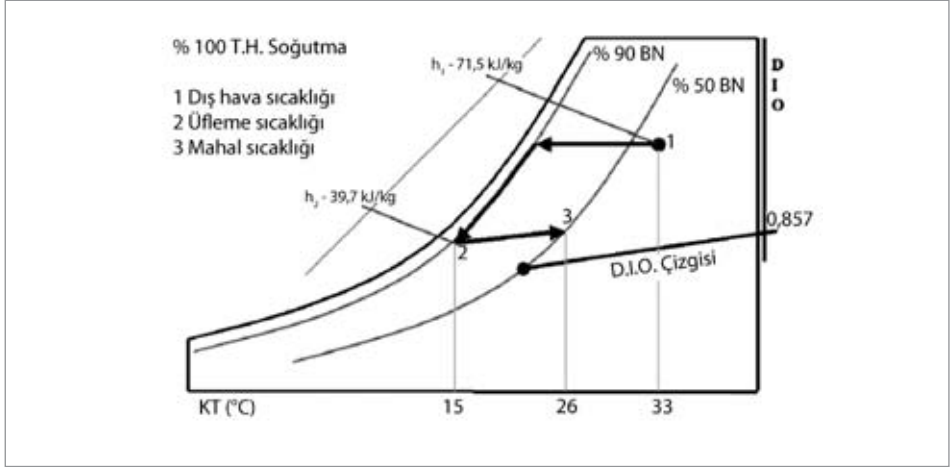
Psikrometrik Diyagramda Yaz Uygulamaları Sayısal Örnekler

- Yapılan örnekler için verilen değerler
- Hava debisi (V): 7.500 m³/h
- Dış Ortam sıcaklığı (t_{dış}): 33°C
- Yağ Termometre sic. (YT): 24°C
- Mahal Sıcaklığı (t_{ic}): 26°C KT, %50 BN
- Mahal Duyulur Isı Oranı: 0,857

%100 Taze Havalı Soğutma

Yaz dış hava koşulları işaretlenir (1). Hava soğumaya başladığında özgül nem yoğunlaşmanın başladığı noktaya kadar sabit kalacak şekilde (duyulur soğutma) psikrometrik diyagram üzerinde hareket eder. Yoğuşmanın başladığı sıcaklıktan itibaren havanın hem nemi hem de kuru termometre sıcaklığı azalır. Yoğuşma %90 BN eğrisi üzerinde

gerçekleşir ve soğuyan hava %90 BN eğrisini takip ederek sıcaklığı ve nemi azalır. %90 eğrisi üzerinde hangi noktaya kadar soğutma yapacağımıza duyulur ısı oranı çizgisini kullanarak karar veririz. Şekil 3.31'de % 100 taze havalı soğutma verilmektedir.



Şekil 3.31 % 100 taze havalı soğutma

Duyulur ısı oranı ile referans noktasını birleştiren bir doğru çizilir. Çizilen bu doğru duyulur ısı oranı çizgisidir. Duyulur ısı oranı çizgisini paralel olarak öteleyip konfor noktamızı (3) kesen doğruyu çizip %90 BN eğrisini kestiği nokta (2) üfleme sıcaklığımızdır. (1) noktası ile (2) noktasına karşılık gelen entalpi eğrileri çizilerek soğutma kapasitemizi hesaplamak için kullanacağımız entalpi değerlerini buluruz.

$$Q_{\text{soğutma}} = V \times \rho \times (h_1 - h_2)$$

$$Q_{\text{soğutma}} = 7.500 \times 1,2 \times (71,5 - 39,7)$$

$$Q_{\text{soğutma}} = 286.200 \text{ kJ/h (79,5 kW)}$$

%50 Taze Havalı Soğutma

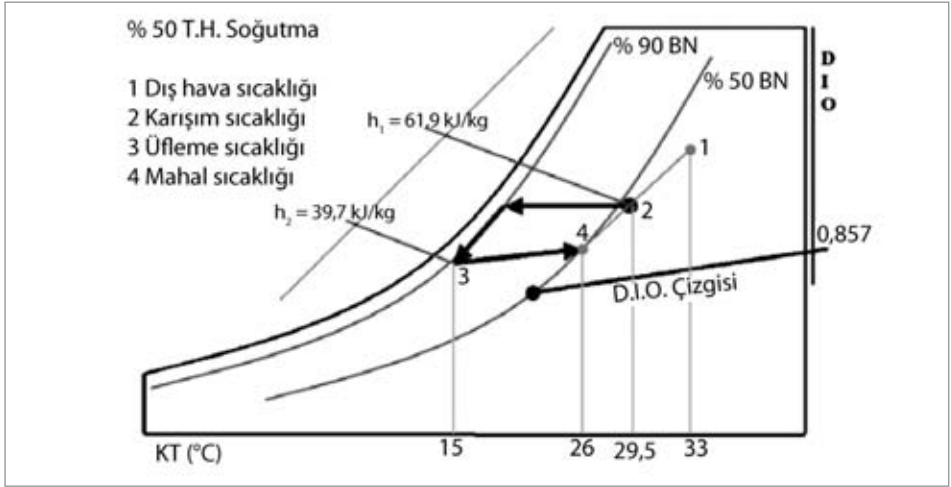
Yaz dış ortam koşulları (1) ve istenen iç mahal koşulları (4) (konfor şartları 26°C KT, %50 BN) psikrometrik diyagramda işaretlenir. Bu iki nokta cetvel yardımıyla birleştirilir. Karışım oranına bağlı olarak bu doğru üzerinde karışım noktası bulunur. %50 taze hava için karışım noktası bu doğrunun orta noktasıdır. Taze hava yüzdesi arttıkça dış mahal noktasına, azaldıkça konfor noktasına yaklaşır. Örneğimiz için %50 taze hava bu doğrunun orta noktasıdır. Bu nokta karışım havası sıcaklığıdır (2). Karışım havasını soğutmaya başlayarak yoğuşma eğrisine kadar yatay çizgimizi çizip yoğuşma eğrisi üzerinde üfleme sıcaklığımızı (3) mahal noktamızdan (4) geçen duyulur ısı oranı çizgisine paralel çizilen doğru yardımıyla buluruz. (2) noktası ile (3) noktasına karşılık gelen entalpi eğrileri çizilerek soğutma kapasitemizi hesapla-

mak için kullanacağımız entalpi değerlerini buluruz. Şekil 3.32'de % 50 taze havalı soğutma verilmektedir.

$$Q_{\text{soğutma}} = V \times \rho \times (h_1 - h_2)$$

$$Q_{\text{soğutma}} = 7.500 \times 1,2 \times (61,9 - 39,7)$$

$$Q_{\text{soğutma}} = 199.800 \text{ kJ/h (55.5 kW)}$$



Şekil 3.32 % 50 taze havalı soğutma

3.5 ÖLÇÜM CİHAZLARI

Endüstriyel soğutma sistemlerinde sistem performansının izlenmesi için sistemin hassas, kalibrasyonlu ölçüm cihazları ile doğru teknik kullanılarak ve doğru yerlerden ölçülmesi gerekmektedir. Soğutma sistemlerinde basınç, sıcaklık, akım, güç gibi parametrelerin ölçülmesi, aşırı kızgınlık, aşırı soğuma değerlerinin hesaplanması, kaçak tespitlerinin yapılması gerekmektedir. Bu ölçümlere dayanılarak hata analizi, arıza denetimleri, bakım gereklilikleri tespit edilebilmektedir. Soğutma sisteminin durumu sıcaklık, basınç, elektriksel parametrelerin ölçülmesi ve yorumlanmasına dayanır.

- Basınç ölçümü
- Boru yüzeyi sıcaklık ölçümü
- Aşırı kızgınlık
- Aşırı soğuma
- Akışkan tahliyesi
- Vakum
- Akışkan dolumu
- Sızdırmazlık testi
- Akışkan kaçağı tespiti

Basınç ölçümü

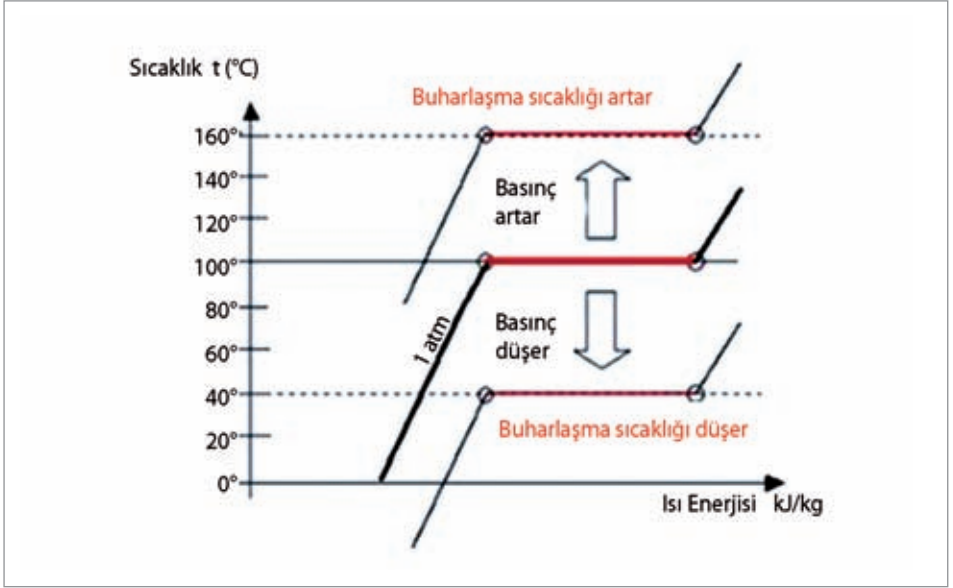
Sistemde emme ve basma hattı basınçları, pompalı yağlamalı kompresörlerde yağ basıncı, evaporatördeki karlanmayı ve kondenserlerdeki kirlenmeyi belirlemek için statik basınç farkları ölçülmelidir.

Basınç ölçümü analog manifoldlarla yapılmaktadır. Piyasada dijital ve analog manifold olarak iki farklı çeşitte cihaz bulunabilir. Şekil 3.33'te analog ve dijital manifold verilmektedir. Analog manifold kullanılırken sistemdeki akışkana uygun manifold kullanılmalıdır. Dijital manifold kullanılıyorsa ölçümden önce ilgili akışkan tipi seçilmelidir. Manifoldlarda mavi taraf alçak basınç, kırmızı taraf ise yüksek basınç tarafını işaret etmektedir. Manifold kullanarak seçilen akışkanın ölçülen basınçtaki doyma sıcaklıkları okunur veya tablolardan bakılır. Doyma sıcaklığı, akışkanın uygulanmış basınç altındaki buharlaşma/yoğuşma sıcaklığıdır.



Şekil 3.33 Analog ve dijital manifold

Buharlaşma sıcaklığı, ilgili soğutucu akışkana ait basınç-sıcaklık tablosundan elde edilebilir. Eski CFC ve HCFC cinsi soğutucu akışkanlarla R-134a gibi ozon dostu yeni soğutucu akışkanların buharlaşma sıcaklıkları, söz konusu basınçlarda buharlaşma (doyma) süreci boyunca sabit kalır(Şekil 3.34).



Şekil 3.34 Basınç durumuna göre kaynama noktasındaki değişiklik

Bununla beraber, yeni nesil soğutucu akışkan karışımlarının sıcaklıkları buharlaşma fazı boyunca değişkenlik gösterirler. Bu değişkenlik 5°C ve üstüne çıkabilir ve sıcaklık kayması (glide) diye adlandırılır. O nedenle, bu tür soğutucu akışkanlarda doyma sıcaklığı yerine çığ nokta sıcaklığı kullanılır. Bu sıcaklık değeri, buharlaştırıcıda son sıvı soğutucu akışkanın buharlaştığı sıcaklığı ifade etmektedir. Çığ nokta sıcaklığının üzerindeki bir sıcaklık artışı aşırı kızgınlık (superheat) olarak adlandırılır.

Boru yüzeyinden sıcaklık ölçümü

Soğutucu ünitelerde boru yüzeyinden sıcaklık ölçümü almak önemlidir. Bu işlemin sebebi boru içinden geçen akışkanın sıcaklık değerini görebilmektir. Sıcaklık ölçümleri soğutma çevriminin emme, basma, sıvı ve genleşme hatlarından yapılmalıdır. Bu ölçüm temaslı veya temassız (infrared) termometrelerle yapılabilmektedir. Şekil 3.35'te temaslı ve temassız (infrared) sıcaklık ölçüm cihazları verilmektedir. Yüzey tipi temaslı termometrelerin ölçüm doğruluğu temassızlarla karşılaştırıldığında daha yüksektir. Temaslı ölçüm yaparken borunun şeklini alan esnek bantlı yüzey termometrelerinden veya boruya kenetlenebilen tarzda sensörlerden kullanmak ölçüm doğruluğunu artırır. Temassız termometrelerin ise avantajı çok hızlı ölçüm yapmalarıdır. Bu cihazlarda ise kullanma kılavuzlarında belirtilen optik orana dikkat ederek, cihazı borunun sıcaklığını ölçecek mesafeye getirerek ölçüm yapılmalıdır. Ayrıca temassız termometrelerle parlak yüzeylerden ölçüm alınmamalıdır. Mümkünse parlak yüzeyler mat hale getirilmelidir.



Şekil 3.35 Temaslı ve temassız (infrared) sıcaklık ölçüm cihazları

Aşırı Kızgınlık

Aşırı kızgınlık (superheat) ve aşırı soğuma (subcooling) değerlerinin ölçülmesi, değişik noktalardan sıcaklık, akım ve basınç ölçümlerinin yapılması, sistemin çalışma durumu hakkında bize değerli bilgiler verir. Böylece, doğru ve hızlı müdahalelerde bulunmamız konusunda avantaj elde ederiz.

Nasıl ölçülür?

Aşırı kızgınlık direkt olarak ölçülemediğinden, birbirine paralel iki ölçüm ile hesaplanabilmektedir. Alçak basınç, yani evaporatörden aldığımız basınç değerine P_o diyelim. Sistemde bulunan akışkanın " P_o " basıncı altındaki kaynama noktasına " t_o " diyoruz. " t_o " değeri sistemdeki soğutucu akışkana ait analog manifoldun dış çeperindeki bölüntülere, doymuş buhar tablosuna bakarak veya dijital manifold üzerinden akışkanı seçtiğinizde otomatik olarak hesaplanan değere bakarak bulunabilir. İdealde aşırı kızgınlık değeri 5-8 K civarında olması gerekirken, bu değer 4 ile 12 K arasında değişebilir. Aşırı kızgınlık değerini ölçerken, sistemin rejime girmesi beklenmelidir. Aynı zamanda buharlaştırıcı üzerinde normal bir hava debisinin sağlandığından da emin olunmalıdır. Sıcaklık ölçüm probunun ucu evaporatör çıkışına bağlanır. Eğer emiş hattının uzunluğu 4 metreden az ise, boru sıcaklığı kompresör girişinden ölçülebilir. Boruların üzerindeki oksit tabakasının temizlenmesi ölçüm hassasiyetini artıracaktır.

Aşırı Soğuma

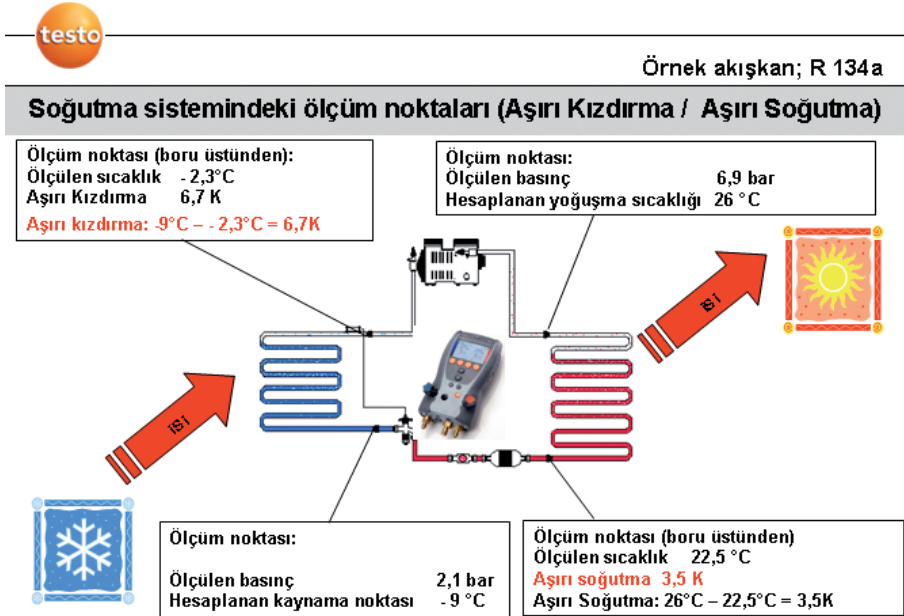
Aşırı soğuma değeri kondenser tarafında akışkanın tamamen sıvı fazına döndüğünün bir garantisidir. Eğer akışkan tamamen sıvı fazına geçmediyse ve genleşme valfine buhar fazında ulaşırsa oluşan baloncuklardan dolayı akışı bloke edebilir ve soğutma sisteminin kapasitesi düşer.

Nasıl ölçülür?

Aşırı soğuma direkt olarak ölçülemediğinden dolayı, birbirine paralel iki ölçüm ile hesaplanabilmektedir. Yüksek basınç, yani kondenserden aldığımız basınç değerine P_c diyelim. Sistemde bulunan akışkanın " P_c " basıncı altındaki yoğuşma sıcaklığına " t_c " diyoruz. " t_c " değeri sistemdeki soğutucu akışkana ait analog manifoldun dış çeperindeki bölüntülere ve doymuş sıcaklık tablosuna bakarak veya dijital manifold üzerinden akışkanı seçtiğinizde otomatik olarak hesaplanan değerdir.

Yine yüksek basınç tarafından boru yüzeyinden aldığımız sıcaklığa ise "gerçek sıcaklık" denir ve " t_{ch} " olarak gösterilir. Aşırı soğuma bu iki değer arasındaki farktır. İdealde aşırı soğuma değeri 2-3 K civarında olması gerekirken, sıvı hattındaki basınç kayıplarına bağlı olarak bu değer 10-15 K civarına kadar çıkarılabilir.

Aşırı soğuma/aşırı kızgınlık değerlerinin ölçümleri için artık ağırlıklı olarak sıcaklıkta ölçebilen manifoldlar kullanılmaktadır. Basınç ve boru yüzeyinden sıcaklık ölçümünün aynı anda yapılabilmesi eş zamanlı olarak aşırı kızgınlık ve aşırı soğuma değerlerinin de görüntülenebiliyor olmasını sağlar. Bu da daha doğru bir ölçüm yapılmasına olanak sağlamaktadır. Şekil 3.36'da aşırı kızgınlık/aşırı soğuma ölçümü verilmektedir.



Şekil 3.36 Aşırı kızgınlık/aşırı soğuma ölçümü

Aşırı Kızdırma/Aşırı Soğumanın işaret edebilecekleri;

- Kompresöre sıvı yürümesinin önlenmesi,
- Genleşme elemanına tamamen sıvı olarak girmesi,
- Kompresör verimi,
- Yağ geri dönüşünün sağlanması,
- Genleşme elemanı arızaları,
- Evaporatörün küçük olabilmesi,
- Eksik/Fazla soğutucu akışkan şarjı,
- Soğutma kapasitesinin izlenmesi

Elektriksel Verilerin Ölçülmesi

Arıza teşhisinde ve enerji verimliliğinin izlenmesinde akım, gerilim, frekans, güç katsayısı ölçümleri çok önemlidir. Bu ölçümlerden hareketle herhangi bir kompresörün sargı hasarları, mekanik hasarlar ve verim (COP, EER, ESEER vb.) değerleri belirlenebilir. Bu ölçümler zamana bağlı yapıldığında akım-zaman trendleri oluşturularak anormal değişimler arıza oluşmadan önce müdahale edilmesine olanak sağlar.

Hava Hız / Debisinin Ölçülmesi

Hava hızı ölçerler genelde pervaneli (Şekil 3.37), sıcak telli (Şekil 3.38) ve pitot tüpü prensibi ile çalışırlar. Doğru değeri alabilmek için hava hızı ölçümlerinde mutlaka ortalama aldırarak gerekmektedir. Hava hızı ile debi arasındaki bağıntı aşağıdaki formülle ifade edilir;

$$Q = V.A$$

$$Q = \text{Debi (m}^3/\text{s)}$$

$$A = \text{Kesit alanı (m}^2\text{)}$$

$$V = \text{Hız (m/s)}$$



Şekil.3.37 Pervaneli hız ölçer (anemometre)



Şekil 3.38 Sıcak telli hız ölçer

Sızdırmazlık testi (Basınç düşüm testi)

Öncelikle sistemin sızdırmazlık testi yapılmalıdır ve tüm parçalar ve valfler düzgün monte edilmiş mi, kontrol edilmelidir.

- Tüm parçaların basınca karşı dayanıklılıkları test edilmelidir.
- Sisteme kuru azot gazı verilir.
- Tüpün iç basıncı ilk zamanda sisteme göre daha yüksek olduğundan sistem otomatik olarak tüpün içerisindeki akışkanı emer.
- İstenilen basınç değerine geldikten sonra sistem dengeye ulaşana kadar beklenir ve manifold'da okunan değer not edilir. Başlangıç ve bitiş zamanlarındaki ortam sıcaklıkları mutlaka not edilmelidir. Zira ortam sıcaklığındaki 2°C'lik düşüş basınç değerini de 0,2 bar düşürecektir ve yanlış algılamalara sebep olabilecektir.

Ortam sıcaklıklarındaki artış ve azalışın sızdırmazlık testine etki etmesinin önüne geçmek için ortam sıcaklığına göre basınç değerini düzeltebilen dijital manifoldlardan kullanmakta fayda vardır.

Vakum ve ölçümü

Nem ve soğutucu akışkan birleşimi sisteme fazlasıyla zarar verebilir. Sistem içindeki nemi atmak için sistem vakuma alınır. Vakum yapmanın asıl amacı sistemdeki akışkanın tahliyesi ile birlikte, sistemdeki nemi de tahliye etmektir. Basınç çok düşük seviyelere indiği için nemin (suyun) buharlaşma sıcaklığı da düşer. Sonuç olarak, sistem içindeki nem (su) buhar fazına dönüştürülerek sistemden tahliye edilir.

Örnek: Sistem basıncı 50 mbar'a inerse, suyun buharlaşma sıcaklığı yaklaşık 33°C'ye inecektir. Düzgün pompa ve ölçüm cihazı kullanıldığında 0,5 mbar'lara kadar vakuma inmek mümkündür.

Gaz kaçak testi

Soğutma sistemindeki soğutucu akışkan miktarının normalden az veya fazla olması verimliliği dolaysız etkilemektedir. Bu nedenle Avrupa Birliği'nde 2006 yılında yürürlüğe giren F-Gas yönetmeliğiyle, içerdikleri soğutucu akışkan miktarına bağlı olarak sistemlerin periyodik aralıklarla kaçak testine tabi tutulmaları zorunlu hale gelmiştir. Ülkemizde de benzer yönetmelik çalışmaları yapılmaktadır. Tüm bağlantı noktalarının titizlikle incelenmesi oldukça önemlidir. Tüm bu kontrol işlemlerini yerine getirirken soğutucu akışkanın havadan daha ağır olduğunu unutmamakta yarar vardır.

Gelişmiş test cihazlarında kaçak tespit edildikten sonra cihazın mevcut orandaki soğutucu akışkan kaçağında alarm vermeyecek duruma gelmesi, kaçağın daha fazla

olduğu kaçak noktasında alarm vermesine sebep olacaktır. Bu sayede kaçak noktasal olarak tespit edilebilecektir. Şekil.3.39'da elektronik kaçak dedektörü verilmektedir.



Şekil.3.39 Elektronik kaçak dedektörü

Kaynaklar:

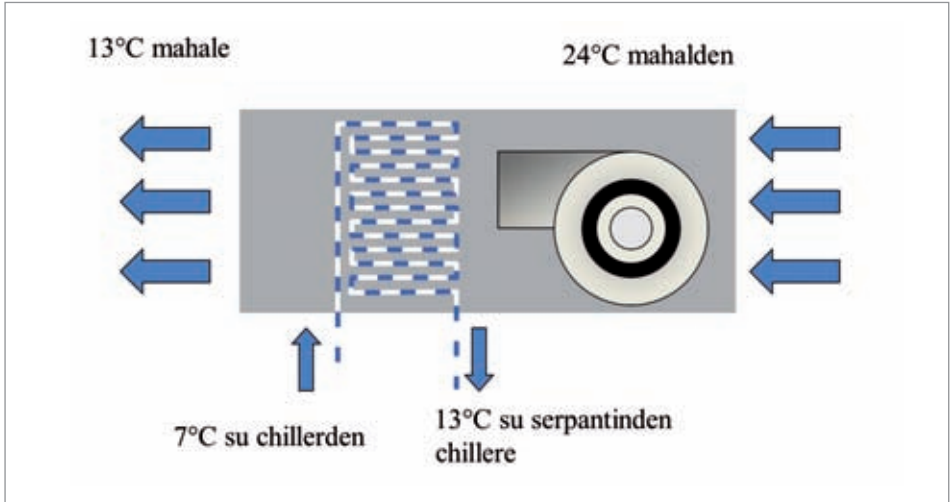
- [1] Kadir İsa, Bireysel Klimalar ve VRF Sistemleri, ISKAV Yayınları, 2010
- [2] Mustafa Bilge, Klima Santralleri, ISKAV Yayınları, 2010.
- [3] Atilla Çınar, Psikrometri Nedir?, Temel Bilgiler Tasarım ve Uygulama Eki, TTMD Dergisi, Sayı 27, Mayıs-Haziran 2007.
- [4] E. Aybars Özer, Psikrometri, Temel Bilgiler Tasarım ve Uygulama Eki, TTMD Dergisi, Sayı 2, Mayıs-Haziran 2003.
- [5] TESTO, “Teknik Dokümanlar”, 2010.
- [6] Kadir İsa, Hüseyin Bulgurcu, Murat Adaköy, “Soğutma Sistemlerinde Ölçme ve Değerlendirmenin Enerji Verimliliği Açısından Önemi” X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13/16 Nisan 2011, İzmir.

BÖLÜM 4

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE ENERJİ VERİMLİLİĞİ

4.1 AMAÇ

Yaygın olarak kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi olup, ısının kontrol edilen ortamdan daha sıcak olan kontrolsüz hacme soğutucu akışkanın buharlaşması ile taşınması ve kompresör ile sistemde dolaştırılması esasına dayanır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma makinaları kompresörün çalışma prensibine göre sınıflandırılır. Küçük kapasiteli havadan havaya sistemlerin yoğuşma ünitelerinde genellikle pistonlu veya sarmal (scroll) kompresör bulunur. Bu üniteler, klima santralinde yer alan direkt genleşmeli (DX) bir evaporatör bataryası ile birlikte kullanılırlar. Büyük binalarda yer alan soğutma sistemleri ise, mahalın ısı yükünün uzaklaştırılması için genellikle chiller ve/veya soğutma kulesi vasıtasıyla üretilen soğuk suyu kullanırlar. Şekil 4.1'de chiller ve klima santrali soğutma serpantini ikilisinin çalışma prensibi verilmektedir



Şekil 4.1 Chiller ve klima santrali soğutma serpantini ikilisinin çalışma prensibi

4.2 SOĞUTMA GRUPLARI

Chiller, buhar sıkıştırırmalı veya absorpsiyonlu soğutma çevrimiyle bir sıvıdan ısı uzaklaştıran cihazdır. Bu akışkan daha sonra havanın ısını alması için bir ısı değiştiriciden geçirilir. İklimlendirme sistemlerinde, soğutma suyu klima santrallerindeki ısı değiştirici veya bataryalara ya da terminal ünitelere dağıtılır. Daha sonra soğutma suyu

tekrar soğutulmak üzere chillere geri döner. Bu soğutucu bataryalar duyulur ve gizli ısıyı havadan soğutma suyuna transfer ederler ve böylece soğutma ile nem alma işlemi gerçekleşir. İklimlendirme uygulamalarında kullanılan chiller'lerin soğutma kapasitesi 50 - 5.300 kW arasındadır, kapasite değeri teknolojiye bağlı olarak artmaktadır. Soğutma suyu sıcaklıkları uygulamaya bağlı olarak 1,5-7°C arasında değişebilir.

Sanayi uygulamalarında soğutma suyu veya diğer akışkanlar prosese gönderilir. Genellikle plastik sanayinde enjeksiyon ve hava üflemeli kalıplama, kaynak ekipmanları, pres döküm ve genel imalat uygulamaları, kimyasal işlemler, ilaç üretimi, yiyecek ve içecek işleme, kağıt ve çimento işleme, vakum sistemleri, güç kaynakları ve güç üretme sistemleri, yarı iletkenler, basınçlı hava ve gaz soğutması için kullanılır. Aynı zamanda yüksek ısı üreten ekipmanı soğutmak için, hastane ve otellerde kullanılırlar.

Endüstriyel chillerler genellikle paket halinde gelirler. Bu çevrim içinde soğutma ünitesi (evaporatör), kondenser ve sirkülasyon pompası, genişleme vanası, akış anahartarı, dahili soğuk su deposu ve termostat bulunur. Dahili depo soğuk su sıcaklığını muhafaza etmeye yardım eder ve ani sıcaklık yükselmeleri meydana gelmesini engeller. Kapalı çevrim endüstriyel chiller'ler, suyla soğutulan makinelerin kararlılığını artırmak için temiz bir soğutucu sıvıyı sabit sıcaklık ve basınçta uygun katkı maddeleriyle sirküle eder. Su chiller'lerden uygulama noktasına gider ve daha sonra tekrar chiller'e geri döner.

Giriş ve çıkış arasındaki su sıcaklık farklarının yüksek olması halinde, soğuk suyu depolamak için daha büyük bir harici su deposu kullanılır. Bu durumda, soğutulmuş su chiller'lerden doğrudan doğruya uygulamaya gitmez, ancak bir çeşit "sıcaklık tamponu" görevi gören harici su deposuna yönlendirilir. Soğuk su deposu dahili depodan çok daha büyüktür. Soğuk su harici uygulamaya gider ve uygulamadan geri dönen sıcak su, chiller'e değil, harici depoya gider.

Daha az kullanılan açık çevrimli endüstriyel chillerler açık bir depo veya haznede bulunan bir sıvıyı sürekli sirküle ederek sıvının sıcaklığını kontrol ederler. Tanktan tahliye edilen su chiller üzerinden tekrar tanka pompalanır. Ayarlanabilen bir termostat, deponun sıcaklığını sabit tutmak için sıvı sıcaklığını hisseder ve chiller'i devreye sokup çıkartarak depodaki su sıcaklığını sabit tutar.

Endüstriyel su soğutucularındaki uygulamalardan biri de kondenserdeki soğutucu akışkanın hava yerine su ile soğutulmasıdır. Bu durumda, kondenser hava yerine, soğutma kulesi ile soğutulan suyu kullanır. Bu yöntem enerji ihtiyaçlarında %15'ten daha fazla enerji tasarrufu sağlar. Aynı zamanda su soğutmalı kondenserin yüzey alanı

küçük olduğundan ve fanlar bulunmadığından dolayı chiller'in boyutlarında önemli bir azalmaya gidilebilir. İlave olarak, fanların bulunmaması gürültü seviyelerinin önemli şekilde azalmasına neden olur. Bir çok endüstriyel chiller soğutma sistemi olarak mekanik buhar sıkıştırma çevrimi kullanır.

Endüstriyel Chiller Seçimi

Endüstriyel chiller seçimi yapılırken, toplam ömür maliyeti, güç kaynağı, chiller IP aralığı, soğutma kapasitesi, evaporatörün kapasitesi, evaporatör malzemesi, evaporatör tipi, kondenser malzemesi, kondenser kapasitesi, dış hava sıcaklığı, motor fan tipi, gürültü seviyesi, boru malzemeleri, kompresör sayısı, kompresör tipi, soğutma devrelerinin sayısı, soğutma suyu için katkı maddesi ihtiyaçları, akışkan çıkış sıcaklığı ve EER değerleri gözönüne alınmalıdır. Orta ve büyük kapasiteli chillerler için EER değeri 3,5-7,0 arasında olmalıdır. Genellikle chiller'in soğutma kapasitesi kilowatt [kW] olarak ifade edilir.

Proseste kullanılan pompada dikkate alınacak önemli teknik özellikler; debi, basınç, pompa malzemesi, elastomer, mekanik mil keçe malzemesi, motor gerilimi, motorun elektrik sınıfı, motorun IP değeri ve pompa gücüdür. Su sıcaklığının -5°C 'den daha düşük olduğu durumda, daha yüksek konsantrasyonlarda etilen glikol pompalayabilmek için, özel bir pompa kullanılması gerekebilir. Diğer önemli teknik özellikler, dahili su deposunun büyüklüğü ve malzemesi ile tam yük durumundaki akım değeridir. Şekil 4.2'de hava ve su soğutmalı chiller grubu gösterilmektedir.



Şekil 4.2 Hava ve su soğutmalı chiller grupları

Bu chillerlerde CFC veya HCFC tip akışkanlar yaygın olarak kullanılmıştır. Ancak günümüzde chillerlerde R-22, R-134A, R-404A, R-407C, R-410A, R-123, R-114 ve amonyak soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır. Mevcut bazı santrifüj chiller'ler, imalatı ve kullanımı Montreal Protokolü'ne göre yasaklanan CFC-11 soğutucu akışkanını kullanmaktadırlar. Yeni nesil soğutucu akışkanlar CFC soğutucu akışkanlar yerine kullanılmaktadır. Ancak mevcut cihazdaki soğutucu akışkan değişiklikleri toplam kapasiteyi yüzde 15-25 oranında azaltabilecektir.

Yaklaşık 1750-2800 kW soğutma kapasiteli doğalgazlı motorla çalışan chillerler mevcuttur. Motor sürücülü bu chillerler, doğal gaz maliyetlerinin yeterince düşük olması durumunda geçerli bir çözüm olarak ele alınabilirler. Kısmi yük mekanizması, soğutma yükü profiline uygun hale getirmek için hem motorun devrini değiştirir ve %50 nominal yük altında maksimum verimliliğe yakın değere ulaşırlar. Motor ceketindeki soğutma suyundan ve egzoz ısısından yararlanarak ısıyı geri kazanma seçeneleride mevcuttur.

Türbinle çalışan kompresörler tipik olarak 4000 kW veya daha fazla kapasiteli çok büyük cihazlarda kullanılırlar. Türbin, kojenerasyon sisteminin bir parçası olarak kullanılabilir, ancak gerekli değildir. Yeteri kadar atık buhar olması halinde, sanayi-de veya büyük hastanelerde chiller'i çalıştırmak için bir buhar türbini kullanılabilir. Diğer yandan maliyet analizleri yapılırken türbin kondenserinden dolayı soğutma kulesinde oluşacak büyük yükler de dikkate alınmalıdır. Kapasitesi en fazla 700 kW olan küçük chillerler pistonlu veya vidalı kompresörlüdürler ve genellikle hava soğutmalı oldukları için soğutma kulesi kullanmazlar. Hava soğutmalı chillerler tek veya birden fazla kompresör kullanılırlar. Hava soğutmalı chiller ticari binalarda ve büyük ölçekli konutlarda yaygın şekilde kullanılmaktadır. Sıvı beslemeli sistemler dahil olmak üzere diğer soğutma sistemleri, taşmalı batarya sistemleri ve çok kademeli sistemlerdir. Bu sistemler genellikle büyük endüstriyel uygulamalarda veya düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılırlar.

Buhar sıkıştırırmalı soğutmaya alternatif olarak, soğutma sistemini tahrik etmek için ısı enerjisini kullanan absorpsiyonlu sistemler mevcuttur. Absorpsiyonlu chillerler santrifüj chiller'lerden daha fazla enerji kullanılırlar ve yalnızca atık ısı kaynağıyla çalıştırılması halinde ekonomiktirler. Absorpsiyonlu chiller'le ilgili verimlilik artırma yöntemleri bu bölümün sonlarında detaylı olarak verilmektedir.

4.2.1 Su Soğutmalı Gruplar

Hava ve Su Soğutmalı Kondenserli Chillerlerin Karşılaştırılması

Burada, hava ve su soğutmalı kondenserli grupların performansları karşılaştırılacaktır. Ancak bazı durumlarda hava soğutmalı grupların kullanılmaları tercih edilmektedir. Bunlar:

1. Su bulunma imkanlarının kısıtlı olması veya suyun çok pahalı elde edilmesi,
2. Elektriğin bol ve ucuz olması,
3. Bölgenin çok soğuk olması, gece/gündüz sıcaklık farklılıklarından dolayı don tehlikesinin ortaya çıktığı yerler,
4. Kışın soğutma grubunun çalışma zorunluluğunun olması,

5. İşletmenin küçük olması ve dolayısıyla işletmeci personelin çok az sayıda istihdam edildiği, elektrik giderlerindeki artışın çok önemli olmadığı durumlar,
6. Çok küçük kapasiteli uygulamalar,
7. Yer kısıtlaması nedeniyle bir makina dairesinin oluşturulamadığı ve grubun dışarı konulma zorunda olduğu yerler,
8. Son yıllarda devir kontrollü fanların kullanılması, özellikle küçük ve orta kapasite-
teki hava soğutmalı chiller'leri ön plana çıkarmaktadır.

Hava ve su soğutmalı grupları belirlerken ve karşılaştırırken aşağıdaki hususlar gözönüne alınmalıdır.

1. Hava soğutmalı gruplarda her 1°C'lik dış hava sıcaklığındaki artış için kapasite yaklaşık %1 düşmektedir. Aynı anda kompresörün çektiği güç ise yaklaşık %1 artmaktadır.
2. Hava soğutmalı gruplarda yükseklik arttıkça kapasite düşmektedir. Bu, Ankara'da %1 mertebesindedir.
3. Su soğutmalı grupların kompresörleri, hava soğutmalı grupların kompresörlerinden nispeten daha az güç çekmektedirler.
4. Su soğutmalı grupların EER değerleri hava soğutmalılardan nispeten daha iyidir.
5. Su soğutmalı gruplarda yoğuşma basıncı hava soğutmalı gruplara göre daha düşüktür.
6. Su soğutmalı grupların ağırlıkları hava soğutmalı gruplara göre daha azdır.
7. Su soğutma gruplarının izdüşüm alanları hava soğutmalı gruplara göre daha düşüktür. Bununla beraber, soğutma kulesi ihtiyacı vardır.
8. Su soğutma gruplarının ilk yatırım maliyetleri, hava soğutmalı gruplara göre kule, kule pompaları, kule termostatu, ilave montaj malzemelerini dikkate aldığımızda artmaktadır. Ancak kapasiteler büyüdükçe su soğutmalı chillerler avantajlı olmaktadır.
9. Vidalı kompresörlü gruplar, pistonlu kompresörlü gruplara göre daha az güç çekmektedir. Şekil 4.3'te santrifüj chiller gösterilmektedir



Şekil 4.3 Santrifüj chiller (Kaynak: YORK)

Çoğu chillerler, maksimum yük için tasarlanmışlar, ama çoğu zaman maksimum değerden daha az yüklerde çalışmaktadır.

Bazı chiller imalatçıları kısmi yükte verim değerlerini enerji maliyetlerini belirlemek amacıyla istenildiğinde temin ederler. İdeal olarak bir chiller, yükü karşılamak üzere verilen debide istenen sıcaklık farkında çalışır. Yük ihtiyacı arttıkça veya azaldıkça, chiller ihtiyacı karşılamak için kapasite artırılacak veya azaltılacaktır. Soğutma suyunun sıcaklığının binanın ısı yüklerini entalpi esasına göre karşılayacak şekilde ayarlanmasına izin veren bir işletme programı, enerji tüketimini azaltmak için ideal bir yöntemdir.

Eğer mümkünse, chiller %50'den daha az nominal yükte çalıştırılmamalıdır. Bu da chiller'in düşük verimle çalışma potansiyelinin yanı sıra hem ani yüklenmeleri hem de sıcak gaz bypass ihtiyacını ortadan kaldırmaktadır. Sürekli olarak büyük kapasiteli bir chiller'i nominal yükünün yarısından daha azında çalıştırma ihtiyacı söz konusu ise, bu yükü karşılamak üzere daha küçük kapasiteli bir chiller seçmek daha ekonomik bir yoldur.

Son yıllarda, Değişken Hız Sürücüsü (VSD) teknolojisinin uygulanması, buhar sıkıştırılmalı chiller'lerin verimini artırmıştır. İlk VSD teknolojisi 1970'lerin sonunda santrifüj kompresörlü chiller'lere uygulandı ve enerji maliyetleri arttıkça daha çok kullanılmaya başlandı. Bugün Değişken Hızlı Sürücüler vidalı ve sarmal (scroll) kompresörlere uygulanmaktadır.

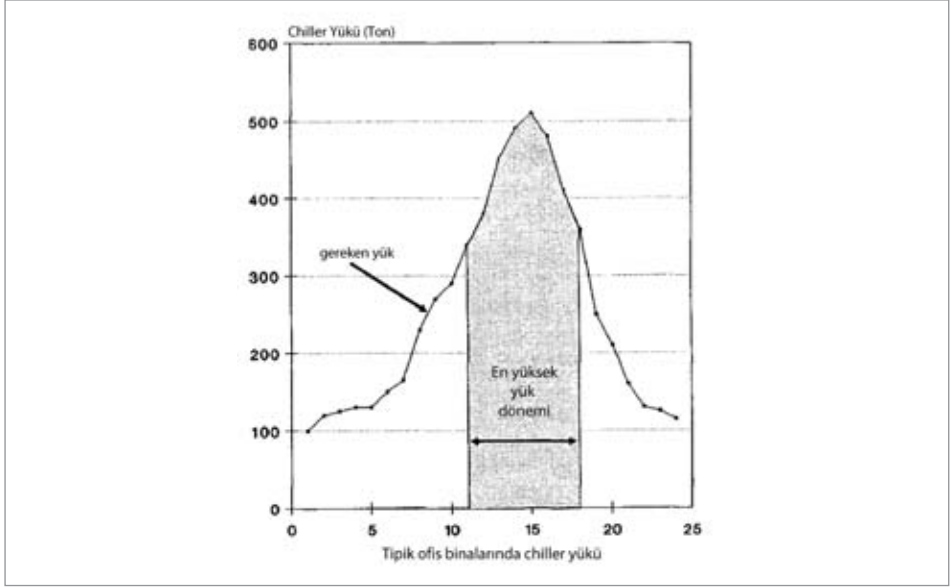
Isıl Depolama

Talep edilen süre içerisinde pik yükleri karşılamak için soğutulmuş su veya buzu kullanarak elektrik talebi kontrolünü sağlayacak diğer bir yöntemde ısı depolamadır. Kullanım avantajlarının ve/veya yük profilinin iyi bilinmesi ısı depolanmanın uygulanabilirliğinin belirlenmesinde esastır.

Enerji talebinin yüksek olduğu maksimum yük gerektiren bazı durumlarda, dağıtım şirketleri yüksek bedeller talep ederler. Bu durumda öncelik kazanan konu, enerji üretim tesislerinin verimli çalışmalarıdır. Enerji talebi arttıkça diğer enerji üretim üniteleri devreye girmektedir. Ancak sıklıkla kullanılmayan bu ek üniteler daha az verimlidirler. Bu durum, talep yönetimi kavramını ön plana çıkarmakta ve önemli kılmaktadır. Isıl depolama, enerjiyi yoğun dönemlerde kullanmak için muhafaza etme esasına dayanır.

Şekil 4.4'te, chillerleri maksimum yük zamanında çalıştırma ihtiyacını azaltmak veya ortadan kaldırmak için bir ısı depolama sisteminin profilini göstermektedir. Chillerleri, yoğun olmayan saatlerde çalıştırarak ve bu kapasiteyi yoğun saatlerde kullanmak için depolamakla, enerji maliyetlerinde azalma sağlanabilir. Yeni bir sistem tasarlanırken veya sistemlerin yenileneceği zaman, bu uygulamalar için küçük kapasiteli chillerlerin seçilmesi daha uygun olur. Çünkü, bu durumda chiller, maksimum

yükü karşılamak üzere seçilmek yerine, toplam yükün tüm güne yayılması esasına göre boyutlandırılacaktır.



Şekil 4.4 Tipik ofis binalarında chiller yükü

4.2.2 Hava Soğutmalı Gruplar

Hava soğutmalı grupları seçerken dikkat edilmesi gereken hususlar

1. İhtiyaç duyulan minimum kapasiteler sağlanmalıdır.
2. Yükseklik faktörü göz önüne alınmalı, kapasiteler rakıma göre düzeltilmelidir.
3. Kontrol şekli; mikro işlemci, evaporatör çıkış suyu sıcaklığını ölçüp ihtiyaca göre kapasite kontrolü yaparken, cihazın en verimli noktada çalışabilmesi için aynı anda gerekli verileri alıp, kondenser fanı-genleşme valfi-kompresör üçlemesinin en uygun kombinasyonunu bulup çalıştırdığı cihazlar tercih edilmelidir.
4. Zaman zaman dış hava sıcaklığı çok yüksek değerlere ulaştığında bile ($T_a = 47-51^{\circ}\text{C}$), grup kapasitesindeki düşmelere rağmen çalışabilir olmalıdır.
5. Cihazları mümkün olduğunca yüksek basınçtan korumak için kondenser hava debisi yüksek olmalı, düşük veya orta basınçlı soğutucu akışkanlar tercih edilmelidir.

Basınçlara örnek verecek olursak:

$T_{\text{kondenser}} = 55^{\circ}\text{C}$ için R-134a basıncı = yaklaşık 14 bar

$T_{\text{kondenser}} = 55^{\circ}\text{C}$ için R-22 basıncı = yaklaşık 21 bar

$T_{\text{kondenser}} = 55^{\circ}\text{C}$ için R-407C basıncı = yaklaşık 21,4-24 bar

$T_{\text{kondenser}} = 55^{\circ}\text{C}$ için R-410A basıncı = yaklaşık 33 bar

$T_{\text{kondenser}} = 55^{\circ}\text{C}$ için R-404A basıncı = yaklaşık 25 bar

6. EER değerleri tam ve kısmi yüklerde en yüksek cihazlar seçilmelidir.
7. Evaporatör su tarafı basınç kaybı değerleri mümkünse 60 kPa'ı geçmemeli, daha düşük evaporatör basınç kaybı olan gruplar tercih edilmelidir.
8. Cihazların boyutları kontrol edilmeli, mümkün olduğunca iz düşüm alanı düşük olan gruplar tercih edilmelidir.
9. Gürültü seviyesinin önemli olduğu yerlerde pratik olarak, serbest alan (free field) şartlarda 5 m mesafede ses basınç değerinin 75 dBA'yı geçmediği gruplar seçilmeli, daha düşük gürültü seviyesine sahip gruplar tercih edilmelidir.
10. Seçilen gruptaki kompresör sayısı ile soğutucu akışkan devre sayısı mutlaka şartnamelere yazılmalıdır. Şekil 4.5'te hava soğutmalı chiller gösterilmektedir.



Şekil 4.5 Hava soğutmalı chiller (kaynak: Carrier)

İşletme Esnasında Dikkat Edilmesi Gereken Hususlar

- Toplam soğutma yükü, tesisin toplam işletme maliyetini en aza indirecek şekilde chillerler arasında dağıtılmalı,
- Chillerler için zaman programlama kontrolörü kullanılmalı,
- Soğutma ihtiyacı olmadığı zaman bütün chiller'leri kapatmak için otomatik kontrol sistemi kullanılmalı,
- Chillerin çalışması dış havanın sıcaklığına veya entalpisine göre sınırlandırılmalı,
- Sabit bir tesis/bina programınız var ise, chiller'leri bu programa göre çalıştıran zamanlayıcılar kullanılmalı,
- Ön soğutma gerektiren uygulamalarda, optimum başlatma kontrolü kullanılmalı,
- Chillerlerin otomatik çalışması arzu edilmiyorsa, personeli elle çalıştırma için uyaracak bir otomatik kontrol sistemi kullanılmalıdır. Chiller durduğunda, onunla entegre çalışan batarya da devre dışı bırakılmalı,
- Birden fazla chiller'in olduğu tesislerde su pompalarının çalışmasını en aza indirmek üzere boşa çalışan entegre evaporatörleri devre dışı bırakılmalı,
- Yedek pompaların gereksiz çalışmasını engelleyen güç şalterleri kullanılmalı,

4.3 KOMPRESÖRLER VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Soğutma için tüketilen enerjinin çoğu soğutma kompresörleri veya gerçekte bunları çalıştıran motorlarda kullanılır. Kompresörlerin verimliliğini arttırmak için alınacak önlemler, soğutma yükünü azaltmak için yapılan tüm düzeltici işlemler kadar tasarruf sağlar. Bununla birlikte, kompresörlerin geliştirilmesi masraflıdır, bu işlemler için bazı temel parçaların değiştirilmesini veya ilave edilmesini gerektirir. Farklı kompresörün verimlilik karakteristiklerinde büyük farklılıklar vardır. Aynı zamanda, aynı tipteki farklı modellerin verimliliğinde de büyük farklılıklar bulunmaktadır. Mevcut tesislerde bugün kullanılan kompresörlerin onlarca yıl önce mevcut olan en iyi modellerden belirgin şekilde daha verimli olması da önemli bir gerçektir.

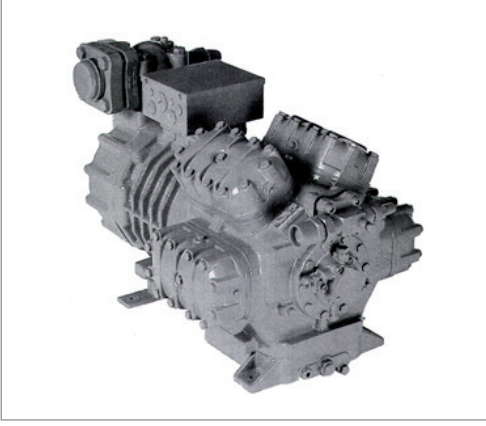
4.3.1 Pistonlu Kompresörler

Krank milini tahrik eden dairesel hareketi doğrusal harekete çeviren, evaporatördeki soğutucu akışkan buharını silindir içerisine emerek, arkadan gelen ısı yüklenmemiş akışkana yer temin edip, silindir içerisine emilen soğutucu akışkanın basıncını yoğunlaştırıcıdaki yoğunlaşma basıncına çıkartarak akışın sürekliliğini sağlamaktadır. Pistonlu soğutma kompresörleri genellikle tek etkili, yüksek devirli, tek veya çok silindirli makinalardır.

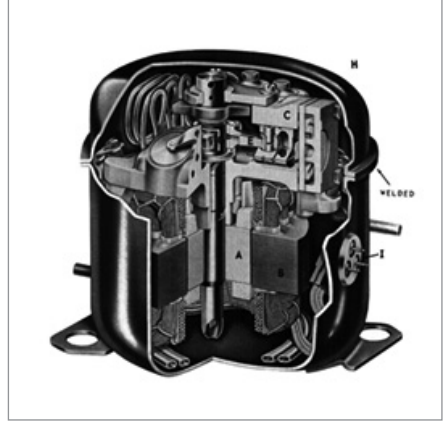
Birim ağırlıkta soğutucu akışkan kapasitesine düşen silindir hacmi ihtiyacı az olan, fakat alçak ve yüksek basınç farkı oldukça fazla olan soğutucu akışkanlar için kullanılması uygun düşmektedir.

Yarı Hermetik Pistonlu Kompresörler

Bu tip kompresörler genellikle soğuk depolar, ticari tip soğutucularda kullanılır. Elektrik motoru milinin atmosfere kapalı ortamda kompresör ana miline doğrudan bağlı olması soğutucu akışkan ve yağın motor sargılarıyla temas halinde olmalarına neden olmaktadır. Elektrik motoru veya kompresör grubu arızalandığı zaman, soğutucu akışkan sistem sıvı tankına alındıktan sonra istenilen onarım, uygun değişiklikler veya belirli bir grubun yenisi ile değiştirilmesi mümkündür. Soğutucu akışkan sıvı deposuna alınmadan sisteme müdahale edilirse, atmosfere tahliye edilme sonucu olumsuz çevresel etkilere neden olacaktır. Arızalanan kısmın tamir edilebilir, yenilenebilir olması nedeniyle günümüzde tercih edilen soğutma kompresörleri arasına girmektedir. Şekil 4.6'da yarı hermetik pistonlu kompresör ve Şekil 4.7'de ise hermetik tip pistonlu soğutma kompresörler verilmektedir.



Şekil 4.6 Yarı hermetik pistonlu kompresör



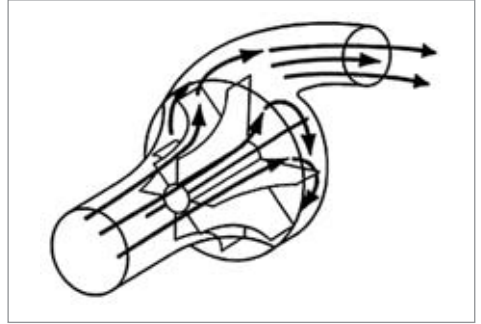
Şekil 4.7 Hermetik tip pistonlu soğutma kompresörleri

Hermetik Pistonlu Kompresörler

Bu tip kompresörler genellikle ev tipi soğutucularda, pencere tipi klimalarda, split tip klimalarda ve ticari tip soğutucularda kullanılmaktadır. Elektrik motoru mil ile kompresör ana mili doğrudan bağlı olup atmosfere kapalı kaynakla birleştirilmiş bir gövde içerisine yerleştirilmiştir. Yarı hermetik tip kompresörden tek farkı elektrik motoru ve sıkıştırma grubunun tüm aksamaları bir gövde içerisine yerleştirilmiş olmasıdır. Bu kompresörlerde elektrik motoru, yağ ve soğutucu akışkanla temas halindedir. Elektrik motoru veya sıkıştırma mekanizmasının arızalanması durumunda kaynaklı bölmenin açılması ve tekrar sızdırmazlığı sağlamak için yüksek sıcaklık altında kaynak edildiğinden, sargı grupları olumsuz yönde etkilenmektedir. Bu tip kompresörler arızalandığı zaman genellikle yenisi ile değiştirilmektedir.

4.3.2 Santrifüj Kompresörler

Bu tip kompresörlerde, santrifüj kuvvetler yardımıyla hızlandırılan akışkanın kazandığı dinamik enerjinin tekrar basınca dönüştürülmesiyle sıkıştırma işlemi gerçekleştirilmektedir. Bu tip kompresörler alçak ve yüksek taraf basınç farkı fazla olmadığı durumlarda, büyük süpürme hacimleri gerektiren düşük yoğunluklu soğutucu akışkanlar için uygun olup, devir sayısını veya kademe sayısını çoğaltmak suretiyle yüksek yoğunluklu soğutucu akışkanlar için de uygulanabilmektedir. Açık, yarı hermetik, hermetik tipleri mevcuttur. Büyük kapasiteli chiller'lerde, market tipi merkezi soğutucularda kullanılmaktadır. Şekil 4.8'de yarı hermetik santrifüj kompresör gösterilmektedir.



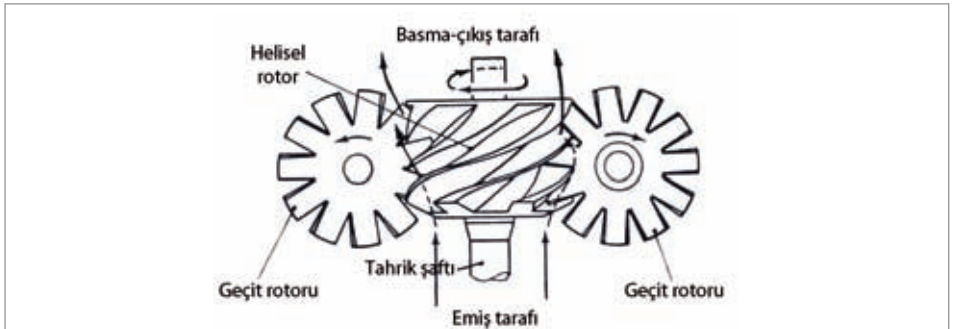
Şekil 4.8 Yarı hermetik santrifüj kompresör (Kaynak: Danfoss turbocor)

4.3.3 Vidalı Kompresörler

Hava kompresörü olarak imal edilen bu kompresörler daha sonraki yıllarda soğutma uygulamalarında kullanılmaya başlanmıştır. Yağsız çalışacak şekilde imal edildiği gibi daha çok yağ püskürtmeli olarak da imal edilir. Yağsız tiplerde sıkıştırma oranı ve giriş çıkış basınç farkı sınırlıdır. Yağ püskürtmeli tiplerde sınırlamalar geniş ölçüde kalkmaktadır. Püskürtülen yağın, vida üzerinde bir film tabakası oluşturarak sızdırmazlığı sağlamada, silindiri soğutmada, sesin ve aşınmaların azaltılmasında önemli görevleri vardır. Pistonlu kompresörlere göre sıvı yürümesinden kaynaklanan olumsuz etkilere karşı daha dayanıklıdır. Dıştan tahrikli vidalı kompresörlerde ana mil sızdırmazlığı pistonlu kompresörlerde olduğu gibi körük sistemleriyle sağlanmaktadır. Yarı hermetik hatta küçük ticari sistemler için hermetik olanlarını bulmak mümkündür. Yağ püskürtmeli vidalı kompresörler yüksek yoğunlaşma basınçlı soğutma sistemlerinde rahatlıkla kullanılabilir. Yaygın olarak kullanılan bu tip kompresörleri iki grupta incelemek mümkündür.

1. Tek Vidalı (Helisel) Kompresörler

Helisel bir rotor ile yıldız şeklindeki bir çift geçit rotorundan meydana gelmiş olan bu tip kompresörlerin soğutma uygulamalarındaki dizaynı şekil 4.9'da ve 4.10'da görülmektedir.

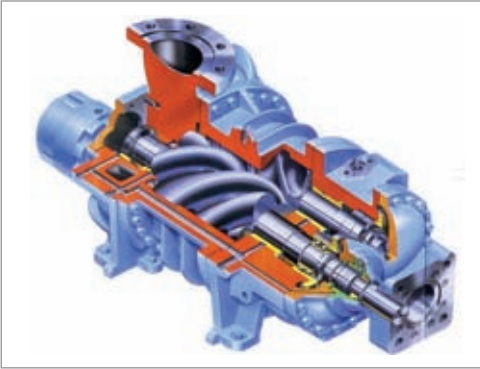


Şekil 4.9 Tek vidalı kompresörlerin ara elemanları

Tüm dönel kısımları yataklamak ve çevrelemek üzere emiş ve çıkış ağızlarına da sahip bir dış gövde bulunur. Kompresör helisel rotor shaftından tahrik edilir, geçit rotorları da helisel rotor shaftıyla birlikte dönerek emme ve basma işlemi gerçekleştirilir.

2. Çift Vidalı (Helisel) Kompresörler

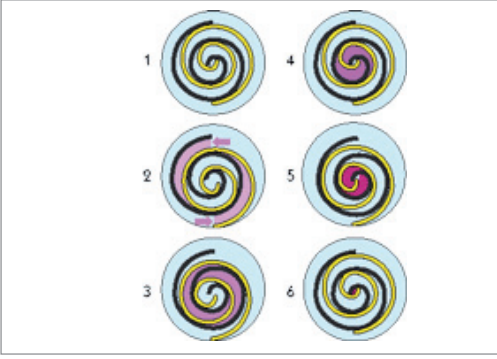
Bu tip kompresörler iki helisel vida çiftinden meydana gelmektedir. Bu helisel vidalar bir dış gövde içerisine yerleştirilmiş ve her iki başlarından yataklanmıştır. Dış gövdede soğutucu akışkan giriş çıkış ağızları bulunur. Helisel dişlilerden birisi tahrik gücünü sıkıştırma işlemine iletir ve bu işlem sırasında diğer dişli serbest durumda tahrik edeni takip ederek döner. Her iki helisel dişlilerinde ayrı, ayrı tahrik edildiği çift vidalı kompresör tiplerinde rastlamak mümkündür.



Şekil 4.10 Çift vidalı (helisel) kompresör (Kaynak: MAYEKAWA EUROPE)

4.3.4 Scroll (Sarmal) Kompresörler

Son yıllarda geniş ölçüde kullanılan bu kompresörlerde birisi sabit diğeri uydu şeklinde dönen iki spiral elemandan oluşmaktadır. Aşırı sıvı yürümelerine karşı dayanıklı olmaları, yüksek verime sahip olmaları, ses ve titreşim seviyelerinin düşük olması gibi önemli üstünlüklere sahiptirler. Şekil 4.11'de sarmal (scroll) kompresörler gösterilmektedir.



Şekil 4.11 Sarmal (scroll) kompresörler (Kaynak: Copeland)

4.3.5 Rotary (Dönel) Kompresörler

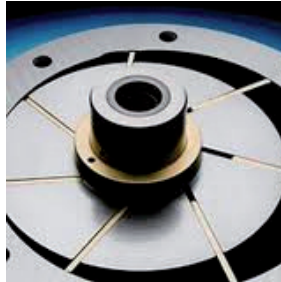
Tek Paletli (Paleti Dönmeyen) Kompresörler

Küçük kapasiteli ve hermetik kompresör tiplerine uygulanan bu tip paletli kompresörlerde palet dış gövdeye yerleştirilmiştir. Palet dönel harekete katılmaz, sadece dönel rotorun eksantrik hareketini takip ederek doğrusal hareket yapar. Tek paletli ve diğer paletli kompresörlerde hareket eden parçaların boşluklarını doldurmak, sürtünmeden dolayı aşınmaları en aza indirebilmek için hassas bir yağlama sistemine sahiptir. Pistonlu kompresörlere göre ölü hacim çok az olduğu için volümetrik verim çok yüksek, ayrıca ses ve titreşim seviyeleri çok düşüktür.

Çok Paletli (Paleti Dönen) Kompresörler

Bu tip kompresörler daha çok büyük kapasiteli soğutma sistemlerinde çift kademeli (kaskad) soğutma sistemlerinin alçak devresi için rahatlıkla kullanabilmektedir.

Bu kompresörlerde paletlerde rotorla birlikte dönel harekete katılırlar, aynı kapasitedeki diğer tip kompresörlerden daha küçük boyutlu ve hafif olmaları çok düşük buharlaşma sıcaklıklarında başarıyla kullanabilmeleri soğuk depoculukta, endüstriyel soğutma uygulamalarında cazip hale gelmektedir. Şekil 4.12'de çok paletli kompresör rotoru gösterilmektedir.



Şekil 4.12 Çok paletli kompresör rotoru

4.3.6 Verimlilik Artırma Yöntemleri

Eğer kompresör motoru arızalanırsa, daha verimli motor ile değiştirilmelidir. Chiller motorları büyüktür. Eskiden, bir chiller kompresör motoru arızalandığı zaman olağan prosedür, elektrik motoru değiştirilmesi yerine tekrar sarılırdı. Tekrar sarma maliyetleri yeni bir motor maliyetinin yaklaşık yarısı kadardır. Diğer yandan, enerji maliyetindeki potansiyel tasarruf, arızalı motorun yerine yüksek verimli yeni bir motor takılmasını göz önünde bulundurmayı gerektirmektedir.

Mevcut Motorların Verimliliği Nasıl Belirlenir?

Çalışan bir motorun yerine yüksek verimli bir motor yerleştirmeyi düşündüğünüzde, potansiyel tasarrufu hesaplamak için var olan motorunuzun verimliliğini bilmeniz gerekir. Maalesef, mevcut motorlar için bu bilgileri eksiksiz olarak bulamayabilirsiniz. Bunu yapmanın en iyi yolu, değiştirme kararı vermek için mevcut olan motorlarınızın verimliliğini mümkün olduğu kadar doğru olarak tahmin etmektir. Aşağıdaki yöntemlerden biri veya bir kaç bu amaçla uygulanabilir.

- **Motorun etiketi kontrol edilmelidir.** Eski motorlarda genel olarak etiketlerinin üzerinde verimlilik bilgileri yoktur, ancak kontrol edilmesinde fayda vardır. Mevcut sistemden önceki motor verimlilik değerleri nominal olabilir veya daha önceki verimlilik değerleri ile karşılaştırma yapma imkanı bulunmayabilir.
- **İmalatçıyı aranmalıdır.** İmalatçının ilgili birimine etiketlerde verilen bilgiler iletilmelidir.
- **Orijinal montaj dokümanları kontrol edilmelidir.** Motor monte edildiği zaman motorla birlikte sunulan bilgilerin içinde verimlilik bilgileri olabilir. Özellikle test metodunun belirtilmediği, promosyonel amaçlı dokümanlardaki verimlilik değerlerine karşı dikkatli olunmalıdır. Üreticinin şartnamesinde belirtilen motor verimlilik değerini montajı yapılan motordan beklemek pek gerçekçi olmaz.
- **Diğer karakteristiklere göre tahminde bulunulmalıdır.** Motorun verimliliği açıkça belirtilmese bile, aynı büyüklük ve tipteki yeni motorlarla karşılaştırılarak yaklaşık olarak karar verilebilir. Motor etiketinden veya başka bir yerden ipucu alınabilinirse aşağıda belirtilen hususlar göz önünde bulundurulmalıdır.
- Motorun yaşı - 1980'li yıllardan itibaren motorların verimliliği önemli ölçüde arttı. Dolayısıyla, bu tarihten önce imal edilmiş bir motorun yenisi ile değiştirilmesi önemli ölçüde bir verimlilik artışı anlamına gelecektir.
- Etiketin üzerinde gösterilen **tam yük devri** ifadesi verimlilikle ilgilidir. Genel olarak bu değer ne kadar yüksek olursa verimlilik o kadar yüksektir. Diğer yandan, böylesine bir karşılaştırma yalnızca belli bir tork sınıfında geçerlidir. Yüksek torklu motorlar düşük tam yük devirleri için tasarlanmıştır. Özellikle eski motorlarda tam yük devri değeri nominal olabilir.

- Motorun sıcaklık değeri verimliliğiyle dolaylı olarak bağlantılıdır. Daha verimli olan motorların sıcaklık sınıfı genellikle daha yüksektir. İzolasyon teknolojisi yıllar içinde değişmiştir. Bu nedenle sıcaklık sınıfı aynı yaştaki diğer motorların sıcaklık sınıfı ile karşılaştırılmalıdır. Bu değerler aşağıda açıklanmaktadır.

Kısmi Yüklerde Verimlilik

Kompresör tek kademeli olmadıkça, motor zamanının büyük bir bölümünde kısmi yüklerde çalışmaktadır. Eğer kademeli veya modülasyonlu bir kompresörün motoru değiştirilecekse, kısmi yük verimliliğine göre bir motor seçilmelidir.

Değişken Frekans Sürücülü (VFD) Chillerler

Eğer motor değişken frekanslı elektronik bir sürücü mekanizmasına sahip ise, bu sürücülerle kullanılan motorlara has gereksinimleri dikkate alınmalıdır.

Yarı-Hermetik Motorların Değiştirilmesi

Yarı-hermetik kompresörlü chiller'lerin motorları özellikle bu modeller için yapılır. Bu nedenle, yeni motor seçiminde seçenekler sınırlıdır. Diğer yandan, bazı çevre yönetmeliklerini yerine getirmek için chiller farklı bir soğutucu akışkanla çalışmak üzere dönüştürülmüş ise, yeni bir motora ihtiyaç duyulabilir. Orijinal yarı-hermetik motorlarda kullanılan sarım izolasyonu ve diğer malzemeler, yeni soğutucu akışkan ile uyumsuz olabilir. Yeni motor verimliliği de artıracaktır. Soğutucu akışkan değişimleri genel olarak chiller'de kompresör kanat çapının azaltılması (santrifüj kompresör) ve sızdırmazlık elemanlarının değiştirilmesi gibi birçok değişiklikler gerektirebilir. Soğutucu akışkan değiştirme işlemi aynı zamanda bir miktar kapasite kaybına da neden olabilir.

Ekonomik Değerlendirme

Enerji Tasarrufu: Eski motoru sarmak yerine, verimi daha yüksek yeni bir motor kullanarak yaklaşık %1 ile %5 arasında enerji tasarrufu sağlanabilir.

Maliyet: Yeni bir motorun maliyeti, eskisini yeniden sarıp kullanmaya nazaran yaklaşık iki kat daha yüksektir. Ayrıca, yüksek verimli bir motorun maliyeti ortalama bir motordan yaklaşık olarak %20 daha yüksektir. Ancak bu değer büyük ölçüde değişebilir .

Amorti Süresi: Bir yıldan birkaç yıla kadar değişir.

Verimli olmayan kompresörler verimli kompresörlerle değiştirilmelidir.

Eğer bir chiller'in oldukça verimsiz olan kompresörü varsa, yerine daha verimli kompresörle verimliliği büyük ölçüde artırabilirsiniz. Bu durum bütün kapasitelerdeki kompresörlerle mümkündür. Eskiden bu seçenek bir kompresör arızalandığı veya servis ömrünün sonuna yaklaştığı zaman düşünüldü. Bugün ise, kompresörü

değiştirmek, aynı zamanda yeni nesil soğutucu akışkanları kullanmanın doğal bir sonucu da olabilmektedir.

Kompresörler Kısmi Yüklerde Verimli Çalışacak Şekilde Seçilmelidir.

Bir kompresör seçtiğiniz zaman, aynı çalışma koşullarında diğer kompresörlerin verimliliğinin ile karşılaştırılmasına dikkat edilmelidir. Özellikle evaporatör ve kondenser sıcaklıkları başta olmak üzere kompresörün çalışma koşullarının, performans üzerinde cihazın kendi çalışma karakteristiklerinden daha büyük bir etkisi olabilir. Kompresörün verimliliği tüm yük değerlerinde dikkate alınmalıdır. Yeni kompresörlerin önemli bir avantajı, düşük yüklerde daha verimli şekilde çalışabilmesidir. Bu durum, HVAC uygulamalarında cihazın tam yük çalışma veriminde yapılacak bir iyileştirmeden daha değerli olabilir.

Yeni Kompresörün Chiller ile Uyumu

Bir kompresörü daha verimli eşdeğeri ile değiştirmenin fizibilitesi yapılırken sorulması gereken sorulardan bir tanesi de kompresörün özellikle evaporatör ve kondenser gibi sistemin diğer elemanlarına nasıl irtibatlandığıdır. En basit durum, kompresörün yalnızca normal borulama yapılmış ve diğer parçalardan tamamen ayrı olduğu durumdur. Paket Chillerlerde yer alan pistonlu kompresörler, bu şekilde monte edilirler. Diğer bir durum ise kompresörün paketin bir parçası olarak bağlantı elemanlarıyla doğrudan evaporatöre ve/veya kondensere monte edildiği chiller'lerdir. Bu durum özellikle santrifüj chiller'de karşımıza çıkar. Bir kompresörün farklı bir üretici tarafından imal edilmiş başka bir üniteye yerleştirilmesi önemli bir uyarılama ve ek bir boş alana ihtiyacı doğurabilir. Belli bir tip kompresör yerine farklı bir tip yerleştirebilmeliyiz. Örneğin, tek kademeli küçük bir pistonlu kompresör yerine sarmal (scroll) kompresör veya büyük pistonlu kompresörün yerine vidalı kompresör yerleştirebilirsiniz. Bu tür işlemler uzmanlık ve bilgi birikimi gerektirmektedir. Çünkü, cihaz üzerindeki evaporatör, kondenser ve genleşme valfi belli bir kompresör tipi için tasarlanmış olabilir. Diğer bir husus da, yeni kompresörün chiller'in kontrol sistemi ile uyumlu olmasıdır. Eğer yeni kompresör, orijinaliyle aynı kontrol sinyallerini kullanmıyorsa, yapılacak değişiklikler özel bir uzmanlık gerektirebilir.

Kompresörün Kapasitesi Küçültülebilir

Chiller soğutma kapasitesinin büyük olduğu bir tesiste, kompresörü yenileme maliyetini mevcut olanı daha küçük kapasiteli bir kompresör ile değiştirilerek azaltılabilir. Bu işlem var olan evaporatör ve kondenser kapasitesini göreceli olarak yeni kompresöre nazaran daha büyük kılar ve bu da ortalama verimliliği artırır. Bunun nedeni bir ısı eşanjöründeki sıcaklık düşüşünün yük ile artmasıdır. Daha küçük bir kompresörün kullanılması, eşanjörün düşük verimli çalıştığı aşırı yükteki işletme şartlarını ber-

taraf eder. Bu yaklaşımla mevcut chiller'lerinizden birisini verimliliğinizi artırmak üzere küçük kapasiteli bir lider chiller olarak kullanabilirsiniz. Bu da düşük soğutma yüklerinde uzun süre çalışan sistemlerde arzu edilen bir durumdur.

Düşük yüklerde verimli olmayan çalışmayı önlemek için başlıca yöntemimiz, chiller'in ve yardımcı elemanlarının kapasitesini dikkatlice seçmektir. Hedef, her yük koşulunda chiller'in verimli çalışmasını sağlayacak kombinasyonları gerçekleştirebilmektir.

Örneğin eğer chiller iklimlendirme amacıyla çalışıyorsa, ilkbahar ve sonbahar yüklerini yaz yükleriyle, gece yüklerini ise gündüz yükleriyle aynı verimlilikte karşılayabilmelidir. Bu, zaten olması gereken bir durum diye düşünülebilir ama bu basit prensibe aykırı çalışan chiller sistemi için fazla uzağa gitmenize gerek yoktur. Genellikle, iki büyük kapasiteli chillerli bir işletmede birinci chiller maksimum yükleri karşılamak üzere çalışırken, yaklaşık aynı kapasitedeki diğeri yardımcı (yedek) ünite olarak çalışır. İşletme saatlerinin çoğunda, birinci chiller oldukça düşük verimde çalışır. Kompresör kapasitesinin azaltılması, suyu evaporatör veya kondensere pompalamak için gereken gücü azaltmayabilir. Kompresör gücündeki azalışa bağlı olarak sistemin pompa gücünün azalması beklenmez. Uzaklaştırılması gereken ısı miktarı önemli ölçüde azalsa da, pompalar evaporatör ve kondenserde belirli bir debiyi sağlamak üzere çalışmak zorundadırlar.

Soğutucu Akışkanı Değiştirmek

Eğer halen çevresel etkileri nedeniyle aşamalı olarak azaltılması gereken bir soğutucu akışkan kullanıyorsanız, kompresörün değiştirilmesi soğutucu akışkanı da değiştirmek için iyi bir fırsat yaratır. Uyum problemlerinin çoğu kompresör kaynaklıdır. Değiştirme aşamasında yeni soğutucu akışkanlar için tasarlanan bir kompresör kullanarak bu sorun önlenabilir. Yeni kompresörler yeni soğutucu akışkanlarla maksimum verimlilik elde etmek için tasarlanmışlardır. Yine de yoğunluk farkları, ısı transfer özellikleri ve diğer karakteristiklerinden dolayı, yeni soğutucu akışkanlar mevcut evaporatör ve kondensere uygun olmayabilir.

Kompresörü değiştirmeden soğutucu akışkanı değiştirilebilir, ancak bu değişim, sorunları da beraberinde getirebilmektedir. Örneğin HCFC-123, CFC-11'li cihazlarda kullanılan salmastralara zarar verebilir. Ayrıca soğutma kapasitesi bir miktar verimlilik kaybına yol açar. HCFC-123 aynı zamanda bu soğutucu akışkanla çalışacak şekilde tasarlanmamış olan hermetik motorların izolasyonuna da zarar verebilir.

Fizibilite ve Alternatifler

Bu önlem, mevcut olan kompresörün değiştirilmesi gerektiği zaman ekonomik olacaktır. Eğer orijinal kompresör yıpranmışsa, kompresör değişimi konusunda nihai

sonuca varmak üzere chiller'in diğer elemanlarının iyi durumda olup olmadığına karar verilmelidir. Olağandışı durumlar haricinde verimliliği artırmak için çalışan bir kompresörün değiştirilmesi ekonomik değildir. Daha iyi bir alternatif ise, var olan chiller'in yerine daha verimli bir chiller ünitesi ile değiştirilmelidir. Isı transfer verimliliğindeki önemli gelişmelerle son yıllarda chiller'lerin verimliliği bütün yönleriyle artırılmıştır. Birden fazla chiller'in bulunduğu tesislerde bir diğer alternatif ise, chiller'leri birbirine bağlamaktır. Bu sayede en az verimli olan chiller çok daha az çalıştırılmaktadır. Bu durum yalnızca diğer chiller'lerin daha verimli olması halinde işe yarar.

Ekonomik Değerlendirme

Enerji Tassarufu: Chiller işletme enerji sarfiyatından yüzde 10-35 tasarruf.

Maliyet: Karşılaştırma esasına bağlıdır. Bu yöntem yeni bir chiller satın almaktan daha ucuzdur. Daha yüksek verimlilikteki bir kompresör satın almanın avantajı, büyük ölçüde çeşitlilik gösterir. Yeni kompresöre uyumu sağlamak için diğer ekipman değişikliklerinin maliyeti dikkate alınmalıdır.

Amorti Süresi: Koşullara bağlı olarak bir yıldan birkaç yıla kadar değişir.

Santrifüj Chillerlere Değişken Hız Sürücüleri Monte Etmek

Santrifüj chillerler tam yüke yakın olarak çalıştıklarında en verimli sistemlerdir, ancak verimlilikleri düşük yüklerde ciddi ölçüde azalmaktadır. Santrifüj kompresörler şartların elverdiği sürece sürekli çalışma prensibine göre tasarlanmışlardır. Yani, cihazın minimum yükte çalışma oranı, diğer kompresörlere göre tam yükün önemli bir yüzdesini teşkil eder. Bir santrifüj kompresörün sık sık durup çalışması istenmez. Bu yüzden, chiller'i sürekli çalıştırmak için hayali yükleme senaryoları oluşturma eğilimi ortaya çıkabilir. Bu bir anlamda kaynak israfıdır. Değişken hızlı elektronik bir sürücü kullanarak santrifüj chiller'in hem kısmi yük verimliliğini artırıp hem de durup-kalkma oranını azaltılmalıdır. Bu cihaz, motora verilen gerilimin frekansını değiştirerek kompresörün hızını kontrol eder. Hız kontrol yönteminin avantajı, chiller donanımında büyük değişikliklere ihtiyaç duyulmamasıdır. Kompresör sürücü motoru için yapılan elektrik bağlantıları oldukça kolaydır. Korunaklı olan bir yere elektronik kontrol paneli yerleştirilebilir. Bu tür değişiklikleri hızlı ve kolay bir şekilde yapmak için gerekli olan kitler artık rahatlıkla temin edilebilmektedirler. Yapılan değişiklikler, hız kontrolünü, özellikle yükün üst yarısındaki kısmı için ana kapasite kontrol yöntemi yapmaktadır. Daha düşük yüklerde, kompresör sabit bir minimum hızda çalışır ve santrifüj kompresörün orijinal emiş yönlendirici vanalarıyla kapasitede daha fazla azalma sağlanır. Bu karmaşık kontrol düzeni chiller'in var olan kontrol sistemi ile entegre edilmelidir.

Enerji Tasarrufu Potansiyeli ve Sınırlamaları

Değişken hızlı sürücülerle sağlanan enerji tasarrufu, chiller'in, yük aralığının verimli olmayan bölümünde çalıştığı süreye bağlıdır. Klasik iklimlendirme uygulamalarında yük, zamanın büyük kısmında düşüktür. Böyle durumlarda, chiller kapasitelerinin dağılımı belirli chiller'lerin ne kadar yüklendiğini belirler. Tesiste sadece bir veya iki tane büyük kapasiteli chiller olması halinde, enerjiden tasarruf etme fırsatı daha yüksektir. Çünkü bu chillerler çalışma sürelerinin önemli bir yüzdesinde düşük yükte çalışmak zorunda kalırlar.

Eğer minimum chiller kapasitesini sağlamak üzere hayali yükler kullanılıyorsa, tasarruf potansiyeli de yüksek olacaktır. Hayali yükleme, chiller bünyesinde genellikle sıcak gaz bypass şeklinde olabilir veya teknik personel, örneğin klima santrallerinin ekonomizer çevrimini devreden çıkararak, yapay bir yük yaratabilir. Sürekli gerçekleşmesi halinde anlaşılması zor olan hayali yüklemeler dikkatle belirlenmelidir. Değişken hız sürücüler, santrifüj fan ve pompalarda olduğu gibi santrifüj chiller'lerde aynı kapasite düşümünü sağlamayabilir. Santrifüj chiller tasarımındaki sıkıntılardan biri, kompresördeki kanat boyutlarının yalnızca tek bir hız için optimize edilebilmesidir. Bunun sonucunda, kanat hızının değiştirilmesi yalnızca sınırlı bir hız aralığı içinde verimlidir. Bu yüzden düşük yüklerde kontrol için kompresör emiş ağzında yönlendirme vanaları gerekmektedir.

Sürücünün kendi kayıplarından ve motorun içindeki kayıplardan dolayı, elektronik bir sürücü kullanılması yük aralığının üst sınırında verimliliği azaltır. Bu yüzden performans talepleri iyi incelenmelidir. Enerji verimliliğindeki gelişmeler abartıya eğilimlidir. Değişken hız mekanizmasının yapabilecekleri sınırlıdır çünkü bir chiller'in verimliliği birçok faktöre bağlıdır. Bu önlem, çiller verimini sadece bir yönden geliştirebilir .

Chillerin Hasar Görme Durumu

Bir santrifüj kompresörün değişken hızlı bir sürücüye uyarlanması bir pompaya veya fana uygulanmasından çok daha zordur. Santrifüj kompresördeki kanat hızının soğutucu akışkan debisine uygun olmadığı durumlar kararsızlıklar oluşturur. Bu gibi kararsız durumlar verimliliği azaltır, gürültüye neden olur ve kompresöre zarar verebilir. Ayrıca, kompresör hızının değiştirilmesi burulma rezonansı ile kompresörün kanatlarını veya yönlendirici mekanizmayı tahrip edebilir. Üç fazlı motorlar, fazlar dengeli olduğu sürece güvenilir güç kaynaklarıdır. Öte yandan, sürücünün hız aralığında da burulma rezonansları meydana gelebilir. Ayrıca, elektronik sürücünün ürettiği düzensiz güç dalgası bir miktar burulma titreşimine neden olabilir. Bu nedenle, değişken hızlı bir sürücü takmadan önce chiller imalatçısına danışılması gerekir. Sürücü, özel bir chiller modeli için düşünülen bir paket olarak tasarlanmalı ve güvenilirlik ve etkili performans garantisi veren üretici tarafından montajı yapılmalıdır. Başka bir imalatçının

değiştirme takımıyla değişiklikler yaptığınız zaman sorunlar çıkabileceğini unutulmamalıdır. Sorun çıkması durumunda, taraflardan biri muhtemelen tarafı sorumlu tutacaktır, bu durumda diğer ekipmanın garantisi geçersiz olabilir.

Chiller Tesisinin Dışındaki Sorunlar

Değişken frekanslı sürücüler artık olgunlaşmış ve bugün güvenli bir şekilde çalışmaktadır. Diğer yandan, bu sürücülerde dikkate alınması gereken problemler gelişebilir. En ciddi sorun, bir tesisteki diğer ekipmanlarda parazit oluşmasıdır.

Düşük Yüklerdeki Verimliliği Artırmanın Diğer Yolları

Bu önlemin amacı, düşük soğutma yükünde verimliliği artırmaktır. Bunu yapmanın en etkili yolu düşük yükleri karşılamak için küçük, verimli bir ana (lider) chiller kullanmaktır. Eğer bir kuruluş birden fazla chiller tesisiyle hizmet veriyorsa, düşük yüklerdeki verimliliği, tesisleri birbirine bağlayarak artırılabilir.

EKONOMİK DEĞERLENDİRME

Enerji Tasarrufu: Chillerin enerji tasarrufu ortalama %10-40'dır. Bu önlemin sahte yüklemenin azaltılmasına veya ortadan kaldırılmasına izin vermesi halinde daha da fazla gerçekleşebilir.

Maliyet: Mevcut cihazları değişken hızlı çalışabilmesi için adapte etme maliyeti; 1500 kW'lık bir chiller için yaklaşık olarak 35.000 Amerikan Dolarıdır.

Amorti Süresi: Birkaç yıl veya daha uzun süre.

4.4 EVAPORATÖRLER VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Evaporatörler, kirlenme sonucunda ısı transferi verimliliğini kaybeder. Kirlenme, enerji tüketimini artırır ve kapasiteyi azaltır. Bu alt bölümde, kirlenmeyi azaltmak ve ısı transfer etkinliğini artırmak amacıyla yapılması gereken bakıma dikkat çekilmektedir. En son önlem eski, ama hala tartışmalı bir teknik olan türbülatorlerin monte edilmesiyle su soğutmalı chiller'lerin evaporatörlerinin ısı transfer verimliliğinin artırılmasıdır.

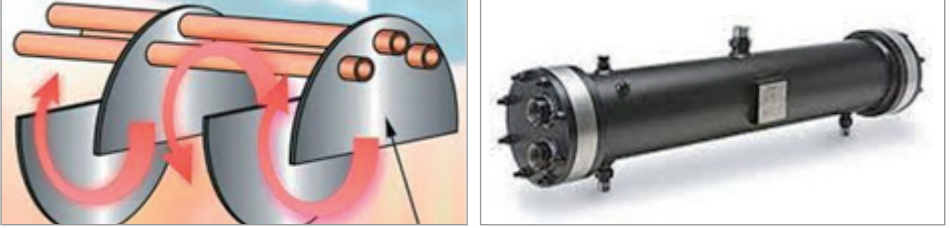
4.4.1 Boru ve Kovan (Shell & Tube) Tipi Evaporatörler

Soğutma gruplarında kullanılan evaporatörleri boru ve kovan (Shell & Tube) tip evaporatörler ve plakalı tip evaporatörler olarak iki gruba ayırmak mümkündür. Diğer taraftan boru ve kovan tip evaporatörler de kendi içlerinde direkt genleşmeli (DX) ve taşmalı olarak ikiye ayrılabilir.

Direkt Genleşmeli (DX) (Dry Expansion) 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 genellikle tek aynalı

olup, U-tip bakır boru firkete grubuna sahiptirler. 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 özel işlem usulüyle sabitlenmesiyle sağlanır. Bu tip evaporatörlerde bakır boru firkete grubu üzerinde su yönlendirme perdeleri mevcuttur. Bu perdelerin konulmasının amacı evaporatör gövdesi içinde dolaşan sıvının türbülanslı bir akış ile hareket etmesi ve maksimum ısı transferinin sağlanmasını temin etmektedir. Şekil 4.13'de direkt genleşmeli evaporatörler gösterilmiştir.



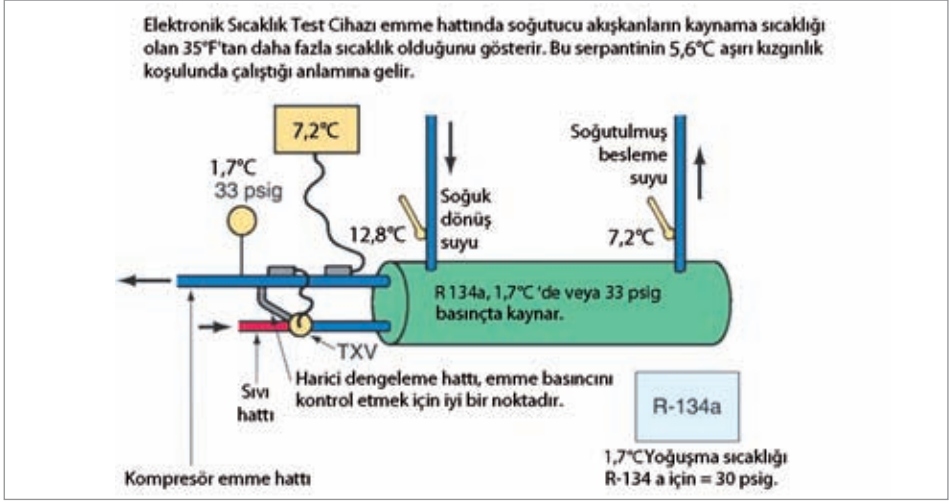
Şekil 4.13 Direkt genleşmeli (DX) evaporatörler

Bu tip evaporatörlerde genellikle içten yivli bakır borular kullanılır. Bu evaporatörlerin gövdeleri üzerinde su giriş/çıkış bağlantıları, hava tahliye ve su boşaltma bransmanları ile duyar eleman cepleri bulunur. Bu tip evaporatörler kapasiteye ve tasarıma bağlı olarak 1, 2, 3 ve 4 soğutucu akışkan devreli olarak imal edilmektedirler.

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 ve terlemeye karşı, çalışma şartlarına bağlı olarak uygun kalınlıkta ve özellikle yalıtım malzemesi ile izole edilmelidirler.

Taşmalı (Flooded) Evaporatörler

Soğutma sistemlerinde kullanılan taşmalı evaporatörler daha ziyade yüksek kapasiteler için uygun bir tercih olmaktadır. Söz konusu evaporatörler Shell & Tube tipinde imal edilirler. Uygulamada 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 evaporatörlerde soğutucu akışkan ile birlikte gelen yağın kompresöre döndürülmesi problemi ön plana çıkar. Bu nedenle çalışma esnasında bünyesinde yağ birlikte taşımayan soğutucu akışkanlar için taşmalı evaporatörler tercih edilirler. Özellikle amonyak uygulamalarında bu tip evaporatörler kullanılır. Şekil 4.14'te taşmalı (Flooded) evaporatörler gösterilmiştir.



Şekil 4.14 Taşmalı (Flooded) evaporatörler

Diğer taraftan özellikle büyük kapasitedeki halokarbon tip sistemlerde de taşmalı evaporatörler kullanılmaktadır. Ancak bu evaporatörlerde yağın kompresöre döndürülmesi problemi vardır. Zira soğutucu akışkanların yoğunluğu yağdan daha fazla olduğu için, yağlar soğutucu akışkanın üstünde toplanır ve gittikçe boruların seviyesine doğru inerek soğutmayı yavaşlatır. Buna engel olmak için gerekli 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. Halokarbon tip evaporatörlerde bakır veya bakır alaşımlı borular kullanılır. Bu borular, aynalara makineto ile bağlanırlar. Soğutucu akışkan ile çalışan evaporatörlerde kullanılan bakır veya bakır alaşımlı borular genellikle dıştan yivli borulardır.

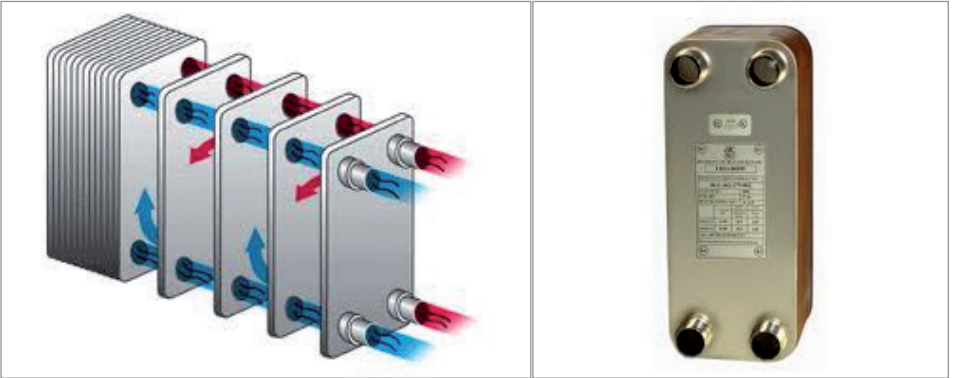
Kullanılan soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak evaporatörlerin soğutucu akışkan tarafı 30 ile 43 bar, su tarafı ise 10 bar basınç altında sızdırmazlık testine tabi tutulur. Evaporatörler ısı kayıplarına ve terlemeye karşı, çalışma şartlarına bağlı olarak uygun kalınlıkta ve özellikte yalıtım malzemesi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

4.4.2 Plakalı Tip Evaporatörler

Soğutma gruplarında kullanılan evaporatör tiplerinden biri de plakalı tip evaporatörlerdir. Bu tip evaporatörlerin en büyük avantajı eşdeğer kapasitedeki boru ve kovan tip

evaporatörlere göre boyutlarının oldukça küçük olması dolayısıyla cihaz boyutlarının küçülmesi ve fiyat ucuzluğu sağlayabilmektedir. Su-su, su-yağ gibi birçok uygulamada oldukça başarılı olan plakalı eşanjörlerin, soğutucu akışkan ve su ile birlikte kullanılması durumunda evaporatör uygulamalarında bazı zaafırları mevcuttur. Bu tip eşanjörler kaynaklı olarak imal edilirler. Bu sebeple bu eşanjörlerin sökülerek mekanik olarak temizlenmeleri mümkün değildir. Bu sebeple bu evaporatörlerde kullanılacak suyun çok iyi filtre edilmiş ve çökelti oluşturmayacak karakterde olması gereklidir. Ancak birçok tesiste bahsedilen özellikte suyun temin edilememesi sebebiyle çalışmaya başladıktan belli süre sonra kirlenme neticesinde donma olayı ile karşılaşmaktadır. Bunun neticesinde ise soğutucu akışkan devresine su karışarak kompresöre ve kondensere su yürümekte ve büyük hasarlara sebep olabilmektedir. Şekil 4.15'te bir plakalı tip ısı eşanjörünün kavramsal şeması verilmektedir.

Plakalı Tip Isı Eşanjörlerinin Tasarımı



Şekil 4.15 Bir plakalı tip ısı eşanjörünün kavramsal şeması

Plaka tipi ısı eşanjörü, ısının orta ve düşük basınçlı akışkanlar arasında aktarılmasına çok uygun olan özel bir tasarımıdır. Kaynaklı, yarı kaynaklı ve sert lehimli ısı eşanjörleri yüksek basınçlı akışkanlar arasındaki ısı alışverişini için veya daha küçük bir ürün gerekli olması durumunda kullanılır. Bir borunun bir bölmeden geçtiği yerde, bunun yerine genellikle derinliği az olan, en büyük yüzeylerinde dalgalı metal bir levhayla ayrılmış olan iki tane alternatif bölme bulunmaktadır. Levha tipi ısı eşanjöründe kullanılan levhalar metal levhaların bir parçasını presleyerek elde edilir. Paslanmaz çelik, yüksek sıcaklıklara ve korozyona dayanıklı ve sağlam olduğundan dolayı, levhalar için yaygın olarak kullanılan metaldir. Levhalara genellikle kenarlarından bir kesit halinde yapıştırılan plastik sızdırmaz contalar yerleştirilir. Levhalar, doğru açılarda ısı eşanjöründeki kanallardan akan sıvının akış yönünde oluklar oluşturacak şekilde preslenir. Bu oluklar, kanalı levhalar arasındaki 1,3-1,5 mm boşluklarla şekillendiren diğer levhalarla ara bağlantı oluşturacak şekilde düzenlenir.

Levhalar, mümkün olan en hızlı ısı transferine izin veren büyük bir yüzey alanına sahiptir. Her bölmenin inceltilmesi sıvının hacminin büyük kısmının levhaya temas etmesini sağlayarak ısı transferini artırır. Oluklar aynı zamanda ısı eşanjöründeki ısı transferini maksimuma çıkarmak için sıvının içinde türbülanslı akış yaratır ve bunu devam ettirir. Düşük debilerde yüksek derecede türbülanslı akış elde edilebilir ve daha sonra yüksek ısı transferi katsayısına ulaşılabilir.

Bir levha tipi ısı eşanjörü yukarıda belirtilen bir dizi ince, dalgalı levhalardan oluşur. Bu levhalar, ısı eşanjörünün uygulamasına bağlı olarak contalanır, kaynak yapılır veya lehimlenir. Levhalar, sabit aynalar içinde değişen sıcak ve soğuk akışkanlarla paralel akış kanallarının bir düzenini oluşturacak şekilde sıkıştırılır.

Kovan ve boru tipi ısı eşanjörleriyle karşılaştırıldığında, levha tipi ısı eşanjörlerindeki sıcaklık yaklaşımı 1°C kadar düşük olabilir. Halbuki kovan ve boru tipi ısı eşanjörleri 5°C veya daha fazla yaklaşım gerektirir. Levhalarla sağlanan büyük ısı transferi alanından dolayı, aynı miktardaki ısı alışverişi için levha tipi ısı eşanjörünün ebatları daha küçüktür.

Levha tipi ısı eşanjörlerinin değerlendirilmesi

Bütün levha tipi ısı eşanjörleri dıştan birbirine benzer görünür. Farklılığı iç kısmında levha tasarımının detaylarında ve kullanılan sızdırmazlık teknolojilerinde yatar. Bu nedenle, bir levha tipi ısı eşanjörü değerlendirildiğinde, sadece temin edilmekte olan ürünün detaylarını araştırmak değil, ancak aynı zamanda imalatçı tarafından yapılan araştırma ve geliştirme seviyesi ile işletmeye alındıktan sonraki hizmet ve yedek parçalarının varlığını analiz etmek için çok önemlidir.

Bir ısı eşanjörü değerlendirildiğinde hesaba katılacak olan önemli bir husus da ısı eşanjörünün içindeki geometrik yapılardır. İki tip geometrik yapı vardır. Bunlar üst üste gelen ve zikzak desenli yapılardır. Genel olarak, ısı transferinde daha büyük artış basınç düşüşünde verilen bir artış için zikzaklardan elde edilir ve üst üste gelen geometrik yapılarda daha yaygın şekilde kullanılır.

Levha tipi ısı eşanjörlerinin avantajları ve dezavantajları

Avantajları

- Küçük olması: Bir levha tipi ısı eşanjöründeki üniteler, küçük bir hacimden oluşan büyük bir yüzey alanı elde ederek daha az zemin alanı kaplar. Bu da karşılığında dar geçitlere ve dalgalanmalı yüzeylere bağlı olarak ısı transferinden dolayı yüksek bir toplam ısı transfer katsayısını verir.
- Esneklik: Çeşitli tasarım özelliklerine uyarlanacak şekilde değiştirilebilen çeşitli akışkanlardan ve koşullardan yararlanarak ısı eşanjörünün performansında deği-

şiklikler yapılabilir. Bu özellikler farklı levha dalgalanmalarıyla eşleştirilebilir.

- Düşük Yapım Maliyetleri: Kaynaklı levhalar presli levhalardan çok daha pahalıdır. Levha tipi ısı eşanjörleri korozyona ve kimyasal reaksiyonlara dayanıklılık sağlayan presli levhalardan yapılır.
- Temizleme Kolaylığı: Isı eşanjörü kontrol etmek ve temizlemek için (özellikle gıda üretiminde) kolayca sökülebilir ve levhalar aynı zamanda tek tek çıkarılıp değiştirilebilir.
- Sıcaklık Kontrolü: Levha tipi ısı eşanjörü oldukça küçük sıcaklık farklarıyla çalışabilir. Bu durum yüksek sıcaklıklardan kaçınılması gerektiği zaman bir avantajdır. Lokal olarak aşırı ısınma ve durgun bölgelerin bulunma ihtimali aynı zamanda akış geçiş şekliyle azaltılabilir.

Dezavantajları

- Levha tipi ısı eşanjörünün en büyük dezavantajı levhaları bir arada tutan uzun contalara olan gereksinimdir. Contalar dezavantaj olarak görülse de levha tipi eşanjörler yüksek sıcaklık ve basınçlarda başarılı şekilde çalışmaktadır.
- Sızıntı potansiyeli vardır. Meydana gelen sızıntılar akışkanlarla karışmaz, atmosfere gönderilir.
- Levha tipi ısı eşanjöründe meydana gelen basınç düşüşü oldukça yüksek olup, pompalama sisteminin işletme giderleri ve yatırım maliyeti hesaba katılmalıdır.
- Basınç kaybı meydana geldiği zaman, daha büyük yapılarda yüzlerce levha kullanıldığından dolayı bu tip ısı eşanjörünün temizlenmesi ve başlangıç durumuna getirilmesi uzun sürebilir.
- Levhalar arasındaki dar boşluklar akışkanın içinde bulunan iri pisliklerle, örneğin merkezi ısıtma sistemlerindeki oksit ve çamur partikülleriyle tıkanabilir.
- Yukarıda belirtilen nedenle, birçok imalatçı kendi cihazı için sadece 12 ay garanti vermektedir. Ayrıca yeni levha ve conta takımları da tek tek satın almak yeni cihaz almak kadar maliyetli olacaktır.

4.4.3 Kanatlı Borulu Evaporatörler

Evaporatörler (buharlaştırıcılar-soğutucular), soğutucu akışkanın buharlaşarak, soğutulmak istenen ortamdan ısının çekilmesini sağlayan elemanlardır. Soğutma uygulamalarında, soğutucu akışkanın cinsine, çalışma şartlarına, soğutulmak istenen sıvı veya havanın sirkülasyon yöntemine, soğutucu akışkan kontrol tipine ve uygulama yerine göre değişen çok farklı konstrüksiyon ve boyutlarda dizayn edilmiş buharlaştırıcı tipleri bulunmaktadır.

Evaporatör seçiminde gerek duyulacak bilgiler aşağıda sıralanmıştır:

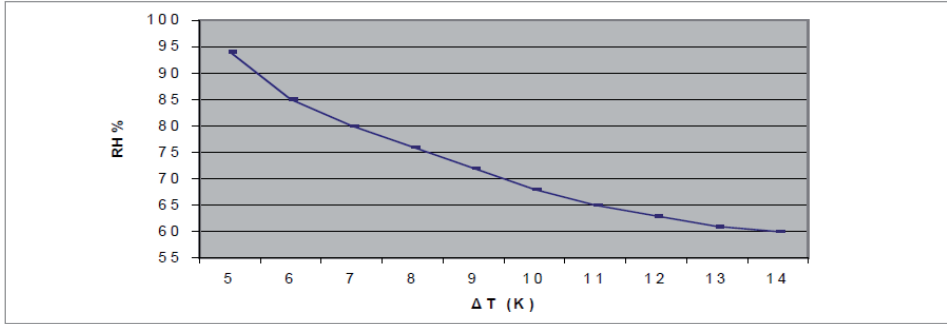
- Oda sıcaklığı ve relatif (bağıl) nem seviyesi
- Oda sıcaklığı-buharlaşma sıcaklık farkı (mal cinsine göre)

- Oda sıcaklığı-hava üfleme sıcaklığı
- Oda boyutları (En x Boy x Genişlik) / Üfleme mesafesi
- Gerekli hava debisi

Evaporatör Seçiminde Göz Önüne Alınması Gereken Temel Konular

Soğuk oda bağıl nem koşulu

Özellikle besin maddelerinin soğutulması esnasında soğuk odanın bağıl neminin belirli koşullarda olması istenir. Soğutulmuş bir hacimde, sıcaklığın en düşük olduğu yer evaporatör yüzeyidir. Bu nedenle oda nemi yeterli seviyede yüksekse, oda havası evaporatör üzerinden geçerken çığ nokta sıcaklığının altına düşecek ve havanın içerisindeki nem yoğunlaşmaya başlayacaktır. Hava sıcaklığı 0°C 'nin altında ise, bu nem donacaktır. Oda sıcaklığı ile buharlaşma sıcaklığı farkını belirli sınırların altında tutmak suretiyle, oda havasının bağıl nemini de belirli bir seviyede tutmak mümkündür. Odanın bağıl nemi, soğuk oda sıcaklığı ile buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı (veya buharlaşma sıcaklığı) farkının bir fonksiyonudur. Şekil 4.16'da oda bağıl nem değerine göre ΔT 'nin belirlenmesi verilmektedir.



Şekil 4.16 Oda bağıl nem değerine göre ΔT 'nin belirlenmesi

ΔT = Oda sıcaklığı - Evaporasyon sıcaklığı

$0-5^{\circ}\text{C}$ soğuk odalarda istenilen nem koşullarını sağlayabilmek için evaporatör seçiminde ΔT tayini grafik yardımıyla yapılabilir.

Oda sıcaklığı ve malın cinsi biliniyorsa, o mal için uygun nem, teknik tablolardan yararlanılarak bulunabilir. Bulunan nem için olması gerekli oda-buharlaşma sıcaklığı farkı tespit edilebilir. Böylece buharlaşma sıcaklığı bulunmuş olur. Buna bağlı olarak kompresör ve evaporatör seçimlerinin netleştirilmesi gerekir.

Hava Hızı

Lamel ve boru üzerinden geçen havanın hızı dış yüzey ısı transfer katsayısını doğrudan ve büyük oranda etkiler. Hava hızının artırılması elbette ki güç harcamasını da

önemli ölçüde artıracaktır. Dolayısıyla değerlendirme yapılırken elde edilen kapasite artışı ile fanların çektiği güç artışı birlikte değerlendirilmeli ve optimum bir seçim yapılmalıdır.

Şoklama işlemi sırasında ise yüksek bir hava hızına ihtiyaç vardır. Yüksek hava hızı daha güçlü ve yüksek basınçlı fan demektir. Basınç yeterli değilse hava miktarı düşeceği için şoklama iyi olmaz. Daha güçlü fan ise tünel içinde soğutma cihazı tarafından alınması gerekli daha fazla ısı üretimi demektir. Çeşitli ürünler için farklı olabilmekle birlikte genel olarak 3-6 m/s hızlar en uygun ve ekonomik hızlar olarak bulunmuştur. Bu değer boş odada hava geçiş kesitindeki hava hızlarıdır. Bundan daha yüksek hızlara çıkmak çok az kazanç sağlamaktadır. Ürün üzerinde ortalama 5 m/s gibi bir hava hızı alarak tasarım yapmak, çalışma sahasında güzel bir hava dağılımı ile birleştirildiğinde dondurucu içindeki tüm ürün üzerinde tavsiye edilen hava hızlarını sağlamaktadır.

Evaporatörlerde Uygulanan Defrost Yöntemleri

Oda soğutucularda, sıfır derecenin altındaki buharlaşma sıcaklıklarında kar eritme (defrost) sistemi mutlaka bulunmalıdır. Aksi halde kanat aralarında donan su, kısa sürede hava hareketini azaltarak (hatta tamamen durdurarak) soğutma işleminin devamına engel olur. Kanat aralarının geniş tutulması bir dereceye kadar karlanma süresinin uzun olmasına yardım edecektir. Evaporatör-buharlaşma sıcaklığı düşükçe kanat aralığı artırılmalıdır.

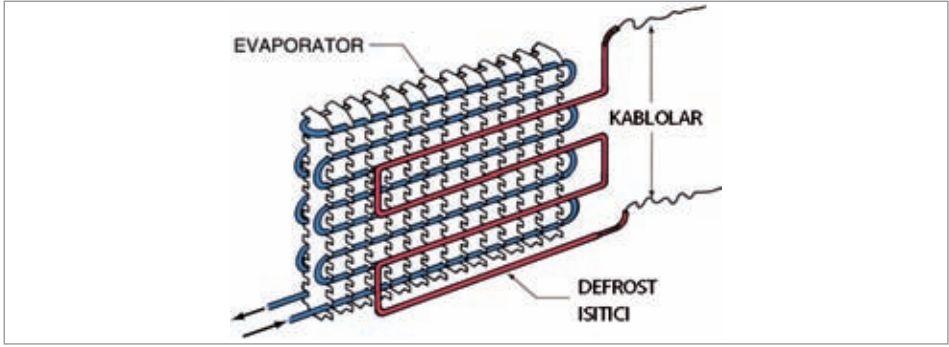
Uygulanan defrost sistemleri:

- 1) Elektrikle eritme
- 2) Sıcak gaz ile eritme
- 3) Su ile eritme
- 4) Sıcak salamura ile eritme
- 5) Oda havasıyla eritme (2°C'nin üzerinde oda sıcaklıkları için)
- 6) Isıtılmış hava ile eritme (sıcak hava oda dışından irtibatla, yan damperlerle alınır.)

Defrost süreleri her odanın ve muhafaza edilecek ürünün kendi şartlarına, kullanılan evaporatöre, lamel aralığına v.b. bağlı olarak değişkenlik gösterir. Bunu işletmeci kontrol etmeli ve doğru defrost sürelerini uygulamalıdır. Günümüzde özel PLC kontrol sisteminde duyar eleman vasıtası ile yüzey sıcaklığı kontrol edilir ve zaman saati yardımıyla optimum evaporatör defrost zamanı elde edilir.

Elektrikli Defrost

Lamel üzerindeki özel ısıtıcı deliklerinin içindeki boş borulara ısıtıcılar yerleştirilerek eritme sağlanır. Defrost işlemi, el ile veya otomatik defrost zaman saatleriyle kontrol edilir. Kullanılacak elektrik, rezistansının gücü evaporatörün soğutma değerine göre değişecektir. Elektrikli defrost yönteminde hafif defrost (E1 Tip) ve ağır defrost (E2 Tip) sistemleri bulunur. Buharlaştırma sıcaklığı $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'a kadar olan uygulamalarda hafif defrost sistemi, buharlaştırma sıcaklığının daha düşük olduğu uygulamalarda ise ağır defrost sistemi uygulanır. Ağır defrost sisteminde uygulanan güç, hafif defrost sistemine oranla daha fazladır. Bunun yanında uygulama özelliklerine göre, ağır defrost sisteminde tava ısıtıcısı, yalıtımlı tava ve drenaj borusu ısıtıcısı da bulunur. CE direktifleri doğrultusunda imalat yapması gereken üretici firmalar, ısıtıcıların test ve montajında hassas olmalıdırlar. Şekil 4.17'de elektrikli defrost gösterilmektedir.

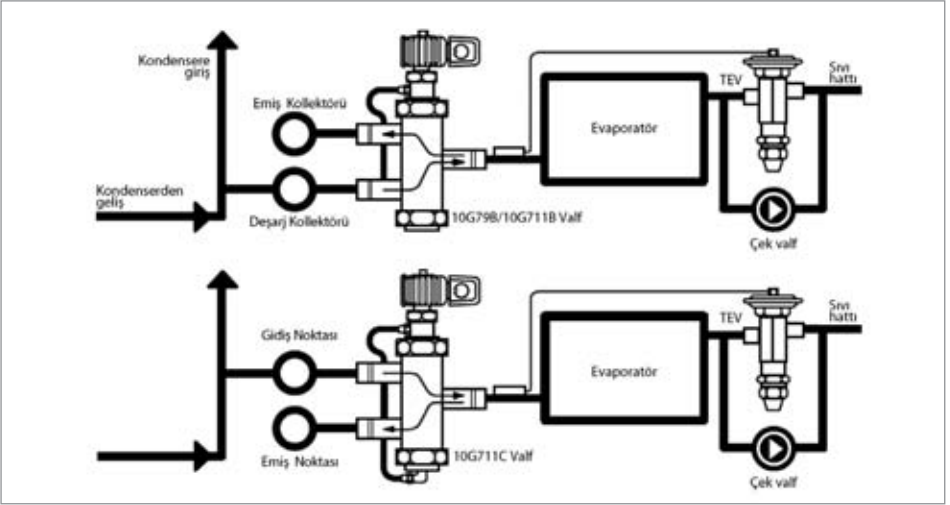


Şekil 4.17 Elektrikli defrost

Bataryaya 7 saniye boyunca 500 V yüklenir ve ölçülen min direnç $1\text{M}\Omega$ 'dur. Bunun yanı sıra, ısıtıcıların ısınınca hareket etme meyilleri vardır. Hareket eden ısıtıcılar bataryanın içinde kayarak kapak saclarına dayanır. Böylece bağlantılarda kısa devreler meydana gelir. Bu durumun oluşmasını mutlaka önlemek gerekmektedir.

Sıcak Gaz Defrostu

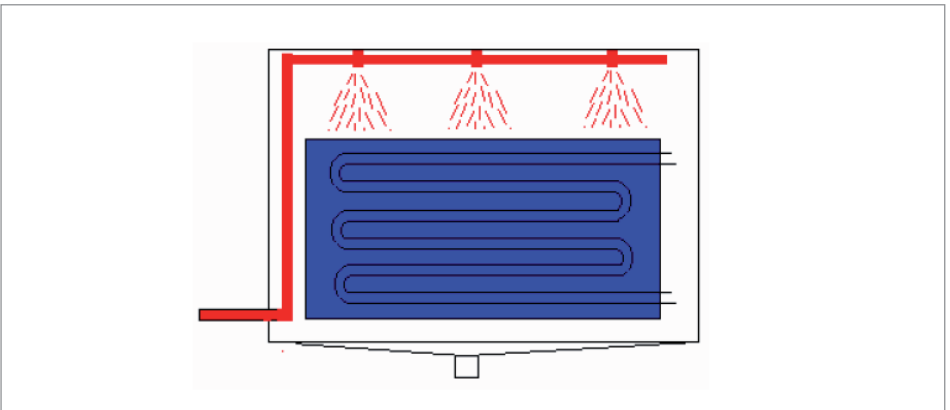
Sık uygulanan diğer bir defrost sistemi, kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkanın kondenser yerine direkt olarak evaporatöre yönlendirilmesi suretiyle defrost yaptırılması yöntemidir. Bu tarzda, evaporatöre verilen sıcak gazın ısısını burada vererek yoğunlaşması çok ciddi kompresör hasarlarına neden olabilir. Bu nedenle bazı önlemler almak gerekir; bu önlemlerden en geçerli olanı, sisteme yardımcı bir evaporatör konulmasıdır. Evaporatör sayısı fazla olan ve yağla çalıştırılan sistemler de tavsiye edilir. Küçük sistemlerde sıvı akümülatörlü olarak da uygulanmaktadır. Şekil 4.18'de sıcak gaz defrost ve üç yollu valf uygulaması gösterilmektedir.



Şekil 4.18 Sıcak gaz defrost ve üç yollu valf (Sporlan)

Sulu Defrost

Sık uygulanan diğer bir defrost sistemi de sulu defrosttur. Su ile defrost yaptırılması ekonomik ve geçerli bir usuldür. Bu sistemde, defrost yapmak için evaporatöre ılık su püskürtülür. Ayrıca, tavaya da ayrıca su püskürtülebilir. Bu su ve erittiği kar süratle odadan (cihaz tavaında toplanarak) atılmalıdır. Burada dikkat edilecek nokta; eriyen su ve püskürtülen suyun tahliye ağzından dışarı alınmasının mümkün kılınması gerekliliğidir. Bu sebeple, tahliye çaplarının yarısının tahliyede efektif kullanıldığını bilmek ve kapasiteyi buna göre ayarlamak yerinde olacaktır. Şekil 4.19'da sulu defrost şematik gösterim verilmektedir.



Şekil 4.19 Sulu defrost şematik gösterim

Evaporatörlerde kullanılan kanat malzemesi özellikleri

Evaporatörlerde kullanılan ana kanat malzemesi alüminyumdur. Kullanım yerine bağlı olarak kullanılması tavsiye edilen kanat malzemeleri Tablo 4.1'de detaylıca tanımlanmıştır.

Tablo 4.1 Evaporatörlerde kullanılan kanat malzemeleri

Kanat Malzemesi	Kanat Malzemelerinin Tavsiye Edilen Kullanım Yerleri
Normal alüminyum lamel	Normal ortam, normal atmosfer şartları içerisinde aşındırıcı etkinin yüksek olmadığı yerlerde
Epoksi kaplı lamel	Deniz kenarları, gemiler, termik santraller, tütün işleme tesisleri, peynir üretim ve stok yerlerinde
Tamamen epoksi kaplı batarya	Yoğurt üretim yerleri, peynir üretim ve stok yerleri, korozif ortamlarda
Hidrofilik kaplı lamel	DX ve sulu soğutma bataryalarının özellikle hijyenik santraller ve yüksek nemli yerlerde kullanımında
Bakır lamel	Deniz kenarları, gemiler, yüksek korozif ortamlarda
Epoksi+Poliüretan	Yüksek korozif şartlardaki ortamlar, yüksek nem, gaz türbini giriş havası soğutma bataryalarında

4.4.4 Verimlilik artırma yöntemleri

Chillerlerde, evaporatör borusunun su tarafındaki kenarlarının uygun aralıklarla temizlenmesi gerekmektedir. Evaporatörün su tarafındaki yüzeylerinin kirlenmesi, evaporatörde verilen bir sıcaklığı temin etmek için daha düşük bir sıcaklıkta çalışmaya zorlayarak enerji tüketimini artırır. İmalat esnasında sistem içinde kalan kirin, koruyucu maddelerin ve dolgu maddelerinin temizlenmesi gerekir. Küçük partiküller filtrelerle toplanır, ancak malzemenin bir kısmı çözünerek sistemin yüzeylerinde toplanır. Yeni sistem uzun aralıklarla birkaç kez temizlenmesi gerekebilir. Soğuk su sistemi kapatıldığında normal koşullarda pislği çok yavaş biriktirir. Borulardaki suyun yüksek hızı çok ince bir şerit hariç olmak üzere boru yüzeylerinin temiz tutulmasını sağlar. Eski sistemlerde, sistemi temizlemek için yaklaşık aralık, birkaç yıl veya daha uzun olabilir. Kirlenme genellikle ciddi değildir. Bu yüzden örneğin kondenserin su tarafındaki temizliği yapılırken, bunu da programa alabilirsiniz. Birçok katı maddenin çözünürlüğü su sıcaklığı düştükçe azalır. Böylece doyma noktasına kadar çözünen katı maddeler evaporatörün içine dökülmeye başlar. Diğer yandan, eğer soğuk suyun içinde çözünen katı madde içeriği doyma noktasının hemen altında tutulursa sorun olmaz.

Temizleme Yöntemleri

Evaporatörün su tarafındaki kenarları genellikle kondenserin su tarafındaki kenarlarını temizlemek için kullanılan aynı malzemeyi kullanarak, yani fırçalanarak temizlenir. Evaporatörün kirlenmesi kondenserin kirlenmesinden daha az olur ve genellikle temizlenmesi daha kolaydır. Yine de, boruya zarar vermemeye dikkat edilmelidir. Maalesef,

eğer chiller'in içinde önemli kirlilik tespit edilirse, bu kirlenme aynı kalınlıktaki pislğin havalı serpantinlerde su akışını engelleyebildiği veya çok azaltabildiğinden sistemde muhtemelen daha büyük bir soruna yol açmaktadır. Bu durumda, bütün sistemin uygun bir kimyasal yöntem kullanarak temizlenmesi gerekebilir.

Önlemek Tekrar Temizlemekten Daha İyidir

Soğuk su sistemini iyice temizledikten sonra, uzun süre temizlemek gerekmez. Normal çalışırken kirlenmesini engellemek için uygun kimyasal maddeleri kullanılmalıdır. Bu kimyasal maddeler, pislği düşük bir “kirlenme faktöründe” dengede tutar. Sisteminizin soğutma suyu içinde bir antifriz ihtiaç duyması halinde, bu çözeltinin içinde uygun bir kirlenme inhibitörü kullanılabilir.

Ekonomik Değerlendirme

Enerji Tasarrufu: Chiller enerji tüketiminin %0,5-3'ü kadar tasarruf edilebilir.

Maliyet: Kondenser ve evaporatör boruları için tipik dönen fırçalı temizleme ekipmanlarının maliyeti ebatlarına ve özelliklerine bağılı olarak 1.500-3.000 Amerikan Doları arasında değışir.

Amorti Süresi: Değışkendir. Uzun vadede elde edilen tasarruf, maliyeti önemli ölçüde aşar.

Soğutulmuş Su Sistemlerinde, Evaporatör Borularına Türbülötörler Takılması

Evaporatörlerde, ısı transferi verimliliğı, yüzey alanının artmasıyla artar. Maalesef, evaporatörün yüzey alanı soğutucu sisteminin maliyetinde önemli bir faktördür. Bu nedenle, bazı chiller'lerde iyi verimlilik elde etmek için yeterince yüzey alanı yoktur. Bir su soğutmalı sistemde, evaporatörün su tarafındaki ısı transfer verimliliğini “türbülötörler” takarak artırabilirsiniz. Bunlar borulardan akan suyun türbülansını arttırmak için boru ve kovan tipi ısı ešanjörlerinin su borularının içine yerleştirilen geçme parçalarıdır. Borunun yüzeyinde artan türbülans, ısı iletimini artırır (Aynı prensip kondenser borularına da uygulanır). Bununla birlikte, türbülötörler soğutma suyunun içinde bulunan kiri hapsedeceğinden kondenserlerde çok kullanışlı olmaz. Türbülötörlerin değışik konfigürasyonları bulunmaktadır.

Türbülötörlerin Dikkate Alınması Gereken Yerler

Türbülötörlerin kullanıldığı başlıca yerler, evaporatör boyunca önemli bir sıcaklık düşüşüne sahip olan çillerlerdir. Evaporatörün tasarım sıcaklık düşüşünü tespit etmek için imalatçı kataloğı varsa, evaporatörün kapasite aralığının alt kısmında yer alan ekonomik bir model olup olmadığını kontrol edilmelidir. Son olarak, chiller maksimum yük altındayken evaporatör su çıkış sıcaklığıyla sıvı soğutucu akışkanın sıcaklığı arasındaki fark ölçülmelidir. Genleşme vanası kullanan sistemlerde, genleşme

vanasının görevi kızgınlığı ayarlamak olduğu için, bu sıcaklık farkına karar vermek için kompresör emiş sıcaklığını kullanılmamalıdır. Bazı yeni chiller’lerde kullanılan evaporatör boruları ısı transferini artıran özellikte yapılmıştır. Türbülötörleri bu chiller’lerde kullanmak verimli değildir.

Enerji Tasarrufu Potansiyeli

Türbülötörlerin enerji tasarrufu potansiyeli sınırlıdır. Akış doğal olarak belli bir hızın üzerinde türbülanslı olarak gerçekleşir ve chillerler bu hızın üzerine çıkacak şekilde tasarlanmıştır. Dolayısıyla, türbülötör satıcılarının beyan ettikleri verim değerlerine şüphecilik yaklaşılmalıdır.

Ekipmanlarda Oluşabilecek Arızalar

Türbülötörler yıllarca kullanılmaktadır ve tartışma konusudur. Kayıtlar türbülötörlerin yol açtığı boru arızalarının birkaç mekanizmadan kaynaklandığını göstermektedir.

- Artan türbülanslı akışla borularda aşınma miktarı artabilir.
- Türbülötörlerin boruların yüzeylerinde oluşturduğu sarsıntı mekanik hasarlara neden olabilir.
- Türbülötörlerle borular arasındaki metallerin birbiriyle uyuşmaması sonucunda elektrolitik aşınma meydana gelebilir.

Bu sorunların niteliği ve tekrarlanma sıklığıyla ilgili sistematik bir çalışma bulunmamaktadır. Bu nedenle türbülötörlerin soruna neden olup olmadığını veya hangi tür türbülötörlerin daha az soruna yol açacağını önceden kestirmek imkansızdır. En iyi yaklaşım, takılması düşünülen türbülötörlerde deneyime sahip olan başka kullanıcılara danışmaktır. Aynı zamanda, türbülötörlerin uzun süreli etkileriyle ilgili saha raporları olan chiller imalatçılarıyla da iletişime geçilmelidir.

Sistemin Verimliliği ve Kapasitesi Üzerindeki İkinci Derece Etkiler

Türbülötörler, evaporatörün soğutma suyu akışına karşı direncini artırır. Direnç, boru kesitinin azalmasıyla, türbülötörlerin sürtünme kayıplarıyla ve neden olduğu türbülansla birlikte artar. Su soğutmalı sistemlerde başka düzenleme ve ayarlar yapmadan türbülötörler ilave edilmesi su debisini biraz azaltacaktır. Bu kısma etkisi, soğutma suyu pompalarının güç tüketimini küçük miktarda azaltacaktır. Eğer chiller verimliliğini maksimuma çıkarmak için yeni bir su sıcaklığı kullanılırsa, azalan debi nedeniyle istenilen soğutma yükünü karşılamak için daha düşük soğutma suyu sıcaklığına ihtiyaç duyulacaktır. Böylece chiller’in verimi düşecektir. Bunlar önemli olmayan çok küçük etkilerdir. Yine de, sistemde balans vanaları kullanılmış olması durumunda, soğutma suyunun gerçek debisi elde edilir. Bu vanalar ek türbülötörlerin direncini dengelemek için yeterince açılmalıdır. Balans vanaları kullanımıyla azalan enerji kaybı, evaporatördeki artan enerji kaybını dengeler. Bu noktada soğutma suyu

debisi optimum değere getirilebilir. Eğer sistemde değişken debili soğutma suyu pompaları varsa, pompanın gücü biraz arttırılacaktır. Eğer sistemin soğutma suyu pompalama kapasitesi her zaman düşükse, yetersiz debi sistemin soğutma kapasitesini sınırlandıracaktır. Değişiklikler yapmadan önce bunların dikkate alınması gerekir. Türbülatorlerin direncini karşılamak için pompaları değiştirmek ekonomik değildir.

Ekonomik Değerlendirme

Enerji Tasarrufu: Türbülator ile chiller enerji maliyetlerinin en fazla %3'ü tasarruf edilebilir. Tasarruf, verimi düşük chiller'lerde daha fazla olabilir. Toplam tasarruf, yüksek pompa gücüyle azalır.

Maliyet: Spiral türbülatorlerin maliyeti genellikle boru başına 18-36 ₺ olabilir. Büyük kapasiteli bir chiller'de yüzlerce boru bulunmaktadır.

Amorti Süresi: Tipik olarak birkaç yıldır.

4.5 KONDENSERLER VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Soğutma sisteminde soğutucu akışkanın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında ilave olan ısıнын sistemden alınması kondenserde yapılır. Böylece soğutucu akışkanın sıvı hale gelerek basınçlandırılır ve tekrar genişletilerek evaporatörden ısı alacak duruma getirilir. Buhar ve gazların bir yüzeyde yoğunlaşması, yüzeyin vasıflarına bağlı olarak “damla veya film teşekkülü” tarzlarında oluşur. Damla teşekkülü ile yoğunlaşma (dropwise condensation) durumunda çok daha yüksek (film teşekkülünden 4-8 defa daha fazla) ısı geçirgenlik katsayıları sağlanabilmekte ve bu tercih edilmekte ise de uygulamada soğutucu akışkanın özellikleri ve kondenser imalatının ekonomik faktörlerle sınırlanmaları nedeniyle, ancak film tarzı yoğunlaşma ve az ölçüde de damla teşekkülü ile yoğunlaşma birlikte olmaktadır.

Kondenserdeki ısı alış verişinin üç safhada oluştuğu düşünülebilir,

- Kızgınlığın alınması
- Soğutucu akışkanın yoğunlaşması
- Aşırı soğutma.

Kondenser tasarımına bağlı olarak aşırı soğutma kondenser alanının yaklaşık %0-10'unu kullanacaktır. Kızgınlığın alınması için ise kondenser alanının %5'ini bu işleme tahsis etmek gerekir. Bu üç değişik ısı transferi şekline bağlı olarak kondenserdeki ısı geçirme katsayıları ile sıcaklık aralıkları da farklı olacaktır. Ancak kızgınlığın alınması safhasındaki ortalama sıcaklık aralığının fazlalığına karşı daha düşük bir ısı transferi katsayısı mevcut olacak, fakat aşırı soğutma sırasında bunun aksine sıcaklık aralığı daha az ve ısı geçirme katsayısı daha fazla olacaktır. Yoğunlaşma sırasında ise her iki değer de alt-üst seviyelerinin arasında bulunacaktır. Yapılan deneylerde ısı transferi

katsayısının artmasının karşısında sıcaklık farkının azalması (veya tersi) yaklaşık olarak aynı çarpım sonucunu vermektedir ve bu değerlerin ortalamasını kullanmak mümkün olmaktadır. Hesaplama sağladığı basitlik de göz önüne bulundurularak kondenserlerin hesabında tek bir ısı geçirme katsayısı ile tek bir ortalama sıcaklık aralığı değerleri uygulanmaktadır.

Genel olarak üç değişik tip kondenser mevcuttur;

- Su soğutmalı kondenserler
- Hava ile soğutmalı kondenserler
- Evaporatif (Hava-Su) kondenserler.

Uygulamada, bunlardan hangisinin kullanılacağı, daha ziyade ekonomik yönden yapılacak bir analiz ile tespit edilecektir. Bu analizde kuruluş ve işletme masrafları beraberce etüt edilmelidir. Diğer yandan, su soğutmalı ve evaporatif kondenserlerde yoğunlaşma sıcaklığının daha düşük seviyelerde olacağı ve dolayısıyla soğutma çevrimi termodinamik veriminin daha yüksek olacağı muhakkaktır, bu nedenle yapılacak analizde bu hususun dikkate alınması gerekir. Ancak işletme kolaylığı ve fanlardaki değişken debili kontrol sistemlerinin geliştirilmesi özellikle küçük ve orta kapasiteli soğutma sistemlerinde hava soğutmalı kondenser kullanımını tartışmasız hale getirmiştir.

4.5.1 Hava Soğutmalı Kondenserler

Küçük ve orta büyüklükte kapasiteli gruplarda istisnasız denecek şekilde kullanılan bu tip kondenserlerin tercih nedenleri; basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, bakım-tamirlerinin kolaylığı şeklinde sayılabilir. Ayrıca her türlü soğutma uygulamasına uyabilecek karakterdedir (Ev tipi veya ticari soğutucular, soğuk odalar, pencere tipi klima cihazları gibi). Şekil 4.20'de hava soğutmalı kondenser gösterilmiştir.



Şekil 4.20 Hava soğutmalı kondenser

Kondenser Kapasitesi = Evaporatör Soğutma Kapasitesi + Kompresörün Çektiği Güç
Hava soğutmalı kondenserlerde yoğunlaşan soğutucu akışkanını kondenserdan almak

ve depolamak üzere genellikle bir soğutucu akışkan deposu (receiver) kullanılması usul haline gelmiştir. Bunda amaç, kondenserin faydalı alanını sıvı depolamak için harcamamaktır. Mümkünse yalnız aşırı soğutma yapılan kısım sıvı ile dolmalıdır.

Havalı kondenserler, halokarbon soğutucu akışkan için genellikle bakır boru/alüminyum kanat tertibinde, bazen de bakır boru/bakır kanat ve bakır veya çelik boru/elik kanat tertibinde imal edilirler. Alüminyum alaşımı boru/kanat imalatlarına da rastlamak mümkündür. Kullanılan boru çapları $\frac{1}{4}$ ile $\frac{3}{4}$ arasında değişmektedir. Uygulamada bu aralık 5/16" ile 1/2" arasındadır. Kondenser bataryalarında yaygın olarak kullanılan kanat aralıkları 1,8-3,2 mm şeklindedir. Fan devirleri 900 ila 1400 d/d arasında olmalıdır. Kondenser fanları genellikle aksiyal tip olup sessiz istenen yerlerde radyal tip kullanılabilir. Soğutucu akışkanın yoğuşma sıcaklığı ise, hava giriş sıcaklığının 10-20°C üzerinde bulunacak şekilde düşünülmelidir. Genelde boruların durumu, kanat aralıkları, derinlik (boru sırası) alın alanı gibi tasarım özellikleri hava debisi ihtiyacını, hava direncini ve dolayısıyla fan büyüklüğünü, motor gücünü ve hatta grubun ses seviyesiyle maliyetleri etkileyecektir. Bugünkü kondenser tasarım şekli sıcak soğutucu akışkanın üstten bir kollektörle birkaç müstakil devreye verilmesi, yoğuştukça gravite ile aşağı doğru inmesi ve aşırı soğutma sağlanarak yine bir kollektörden alınması şeklindedir.

Bir soğutma sisteminin bekleneni verebilmesi, büyük ölçüde yoğuşma basınç ve sıcaklığının belirli sınırlar arasında tutulabilmesiyle mümkündür. Bu ise kondenserin çalışma rejimi ile yakından ilgilidir. Aşırı yoğuşma sıcaklık ve basıncının önlenmesi kondenserin yeterli soğutma yüzeyine ve dış hava sıcaklığına bağlıdır. Bu nedenle, bilhassa soğuk havalarda çalışması, devresinde yeterli debi ve sıcaklıkta havanın bulunmasıyla da ilgilidir. Yoğuşma sıcaklık ve basıncının düşük olması halinde ise yeterli soğutucu akışkan akışının olamamasına bağlı sorunlar çıkmaktadır. Örneğin, termostatik genleşme valfinde yeterli basınç düşümü sağlanamamasından dolayı kapasitenin düşmesi sık olduğunda, çok düşük yoğuşma basıncını önleyici tedbirler alınır ki bunları iki grupta toplamak mümkündür;

- Soğutucu akışkanın tarafını kontrol etmek
- Hava tarafını kontrol etmek

Hava soğutmalı kondenserler, grup tertip şekline göre;

- (a) Kompresör ile birlikte gruplanmış,
- (b) Kompresörden uzak bir mesafeye konulacak tarzda tertiplenmiş (Split Kondenser) olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir.

Kondenserden hava geçişi, düşey ve yatay yönde olacak tarzda tertiplenebilir. Diğer yandan, hava fanı, havayı emici veya itici etkiyle hareketlendirecek şekilde konulabilir.

4.5.2 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 edilebilir. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde genellikle tek seçim olarak düşünülür. Fakat son yıllarda yüksek ısı geçirme katsayıları sağlanan hava soğutmalı kondenserlerin yapılmasıyla, çok daha büyük kapasitelerde hava soğutmalı kondenserlerin kullanıldığı görülmektedir.

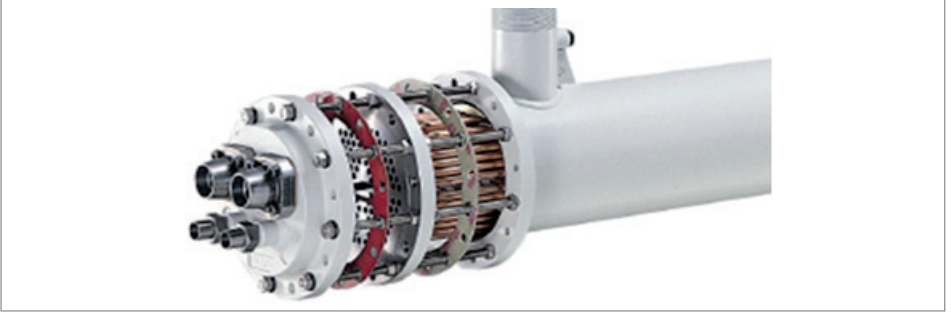
Su soğutmalı kondenserlerin tasarımı ve uygulamasında boru malzemesinin ısıl geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, kanatlı boru kullanıldığında kanat verimi, su devresinin basınç kaybı, soğutucu akışkanın aşırı soğutulma seviyesi gibi hususlar göz önünde bulundurulur. Su soğutmalı kondenserler, genellikle boru-kovan (shell & tube) tip olarak imal edilirler.

Bakır boru kullanılan kondenserlerde genellikle borunun et kalınlığı azdır. Bakırın ısı geçirgenliği de yüksek olduğu için kondenserin tüm ısı geçirme katsayısına kondüksiyonun etkisi azdır ve bu katsayı daha ziyade dış (soğutucu akışkan tarafı) ve iç (su tarafı) film katsayılarının değerine bağlı olur. Aslında, et kalınlığı fazla ve ısıl geçirgenliği az (demir boru gibi) olan borular kullanıldığında, örnek olarak amonyak kondenserlerinde, borudaki kondiktif ısı geçişi de tüm ısı geçirme katsayısı üzerinde bir etkidir.

Kirlenme katsayısı, kullanılan suyun zamanla su tarafındaki ısı geçiş yüzeylerinde meydana getireceği kalıntıların ısı geçişini azaltıcı etkisini dikkate almak amacına hizmet eder. Kirlenme katsayısını etkileyen faktörler şunlardır:

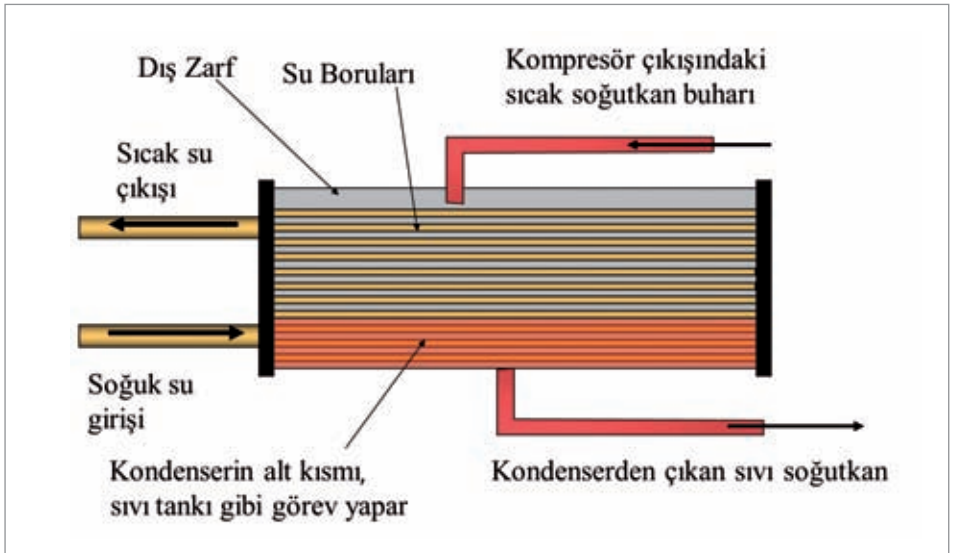
- Su içindeki yabancı maddelerin özellikleri
- Yoğuşum sıcaklığı
- Kondenser borularının temiz tutulması için uygulanan koruyucu bakımın derecesi

Bilhassa 50°C'nin üzerindeki yoğuşum sıcaklıkları için kirlenme katsayısı, uygulamanın gerektirdiğinden biraz daha yüksek alınmalıdır. 38°C'nin altındaki yoğuşum sıcaklıklarında ise bu değer normalin biraz altında alınabilir. Su geçiş hızının düşük olması da kirlenmeyi hızlandırır ve 1 m/s'den daha düşük hızlara meydan verilmemelidir. Yüzey kalıntıları periyodik olarak temizlenmediği takdirde, kirlenme olayı gittikçe hızlanacaktır, zira ısı geçirme katsayısı git gide azalacak ve gerekli kondenser kapasitesi ancak daha yüksek yoğuşum sıcaklığında sağlanabilecektir. Bu ise kirlenme olayına neden olacaktır. Artan kirlenme ile su tarafı direncinin artacağı ve bunun sonucu su debisinin azalarak yoğuşum sıcaklığını daha da arttıracığı muhakkaktır. Şekil 4.21'de su soğutmalı kondenserler



Şekil 4.21 Su soğutmalı kondenserler

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 yivli 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 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 4.22'de su soğutmalı kondenserlerin yapısı gösterilmektedir.



Şekil 4.22 Su soğutmalı kondenserlerin yapısı (Kaynak: Delmar Learning)

Su soğutmalı kondenserler; boru içindeki su hızına bağlı olarak genellikle iki geçişli veya dört geçişli olarak imal edilir. 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 akışkan tarafı 30 ile 43 bar, su tarafı ise 10 bar basınç altında sızdırmazlık testine tabi tutulur.

4.5.3 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 malzemelerdeki farklılık ve marine uygulaması sebebiyle ihtiyaç duyulan bazı tasarım farklılıkları ile su soğutmalı kondenserlerden ayrılır. Bu tip kondenserlerde dikkat edilmesi gereken en önemli husus, deniz suyunun yol açtığı 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 mukavim paslanmaz çelik malzemeden aynalar ve kapaklar, bakır-nikel alaşımlı özel borular ve çinko anot kullanılır.

Gemilerde çalışan kondenserlerin (marine tip) tasarımı dikkat edilmesi gereken önemli bir husus da şudur: Gemilerde seyir esnasındaki dalgalanmaları göz önüne alarak kondensere gaz girişinin üst kısmın orta tarafından yapılması ve bir tarafa sıvı yığılmasının önlenmesi için alt taraftaki sıvı çıkış bağlantısının her iki uçta birer adet olmak üzere iki adet yapılması önemlidir. Daha sonra bu iki sıvı çıkışı, boru bağlantısı ile orta kısımda birleştirilerek, sıvı hattına devam edilir. Deniz suyu soğutmalı kondenserlerde boru içindeki su hızının 1 m/s ile 2,2 m/s arasında olması tavsiye edilmektedir.

4.5.4 Evaporatif Kondenserler

Hava ve suyun soğutma etkisinden birlikte yararlanılması esasına dayanılarak yapılan evaporatif kondenserler bakım ve servis güçlükleri, çabuk kirlenmeleri, sık sık arızalanmaya müsait oluşları nedeniyle gittikçe daha az kullanılmaktadır. Evaporatif kondenser üç kısımdan oluşmaktadır: (a) Soğutma serpantini, (b) Su sirkülasyon ve püskürtme sistemi, (c) Hava sirkülasyon sistemi.

Soğutma serpantininin içinden geçen soğutucu akışkan, hava soğutmalı kondenserde olduğu gibi, yoğunlaşarak sıvı deposuna gelir. Serpantin dış yüzeyinden geçirilen hava, ters yönden gelene atomize haldeki suyun bir kısmını buharlaştırarak soğutma etkisi meydana getirir (Aynen soğutma kulesinde olduğu gibi). Böylece kondenserdeki yoğunlaşma sıcaklığı ve dolayısıyla basıncı daha aşağı seviyelere düşürülmüş

olur. Serpantinin dış yüzeyi, ısı transferi film katsayısının düşük oluşunun etkisini karşılamak üzere, alanı artırmak için kanatlarla teçhiz edilmektedir. Ancak, modern evaporatif kondenserlerde, boru dış yüzeylerinde iyi bir ıslaklık elde edilmesi neticesinde yüksek ısı transfer katsayılarına ulaşılmakta ve kanatsız düz borular kullanılmaktadır. Kondenserin alt seviyesinde bulunan su toplanma haznesinden su devamlı bir pompa ile alınıp soğutma serpantinini üst tarafında bulunan bir meme grubuna basılır ve memelerden püskürtülür. Bu suyun takriben %3-5'i buharlaşarak havaya karıştığından, su haznesine, flatörlü valf aracılığıyla devamlı su verilir. Ancak bu kondenserdeki su ilavesi, su soğutmalı kondenseri ve soğutma kulesi bulunan bir sisteme oranla çok daha azdır ve bunun %5-10'u mertebesinde olmaktadır. Soğutma kulelerinde olduğu gibi, evaporatif kondenserlerde de, buharlaşma sebebiyle geride kalan suyun sertliği ve kirliliği gittikçe artacağından, su toplanma haznesinden bir miktar suyu sürekli sızdırmak gerekir. İyi vasıflı su kullanıldığında sızdırılan su miktarı, bir ton kapasite için kima uygulamalarında yaklaşık 9 L/h ve endüstriyel soğutma uygulamaları için ise 12 L/h olması tavsiye edilmektedir. Su haznesinde yumuşatılmış su olması halinde bu miktar sıfıra indirilebilir ve bu tercih edilmelidir. Bir evaporatif kondenserin ısı performansını, sadece havanın kuru veya yaş termometre sıcaklıkları veya havanın giriş-çıkış entalpi farkları baz alınarak gösterilemez. Zira püskürtülen suyun ve üflenilen havanın sıcaklıkları girişten çıkışlarına kadar çok değişik değerler gösterir. Havanın yaş termometre sıcaklığı normal olarak sürekli artar ve çıkışta en yüksek seviyeye ulaşır. Suyun sıcaklığı ise soğutucu akışkandan alınan ısı ile yükselme eğilimi gösterirken suyun buharlaşmaya başlamasıyla sıcaklığı düşmeye başlar. Bunun sonucu, su sıcaklığı soğutma serpantinini girişinde yükselir (hava yaş termometre sıcaklığı bu kısımda oldukça yükseldiğinden) ve sonradan, havanın giriş yerine yaklaşıncaya sıcaklığı düşmeye başlar. Toplanma havuzunda su sıcaklığı, kararlı bir çalışmaya erişilince fazla değişmez.

Evaporatif kondenserler genellikle binanın dışına ve çatıya konulur, fakat bina içine konularak hava giriş-çıkışları galvanizli sactan kanallarla da sağlanabilir. Bina dışındaki cihazların kışın da çalışması söz konusu ise donmaya karşı tedbir alınmalıdır. Bina içindeki uygulamalarda ise, ıslak havanın atıldığı kanalın soğuk hacimlerden geçmesi halinde kanalın içinde yoğuşma olacağı hatırdan tutulmalı ve bu suyun toplanıp atılması için önlem alınmalıdır. Bina içi uygulamaları, bir egzoz sistemi ile entegre olarak uygulandığında egzoz fanı ve elektrik enerjisinden tasarruf sağlayacaktır.

Hava soğutmalı kondenserlerde olduğu gibi evaporatif kondenserlerde de soğuk havalarda çalışma sırasında çok düşük yoğuşma basınçları oluşumunun önlenmesi gerekir. Bu maksatla uygulanan tertipler; (a) vantilatör motorunun durdurulup çalıştırılması (b) hava debisini azaltıp çoğaltmak üzere hava akımına bir damper ve ayar servomotoru kullanılması (c) vantilatör motorunun devrinin azaltılıp çoğaltılması olarak sayılabilir.

4.5.5 Kondenserlerde Verimlilik Artırma Yöntemleri

Yoğuşma sıcaklığının kapasiteye etkisi

Soğutucu akışkan yoğuşma (kondenzasyon) sıcaklığı genel uygulamalarda hava giriş sıcaklığının 6°C-20°C üzerinde olacak şekilde düşünülmektedir. Kondenzasyon sıcaklığı seçimi sistemin çalışacağı ortam sıcaklığına bağlı olarak değişir. Bu durumda uygulamalarda yaygın olarak yoğuşma sıcaklığı 30-60°C arasında kabul edilmektedir.

Yoğuşma sıcaklığı belirlenmesinde göz önüne alınan faktörler:

- Ortam sıcaklığı,
- Soğutucu akışkanın termo fiziksel özellikleri
- Seçilmiş olan kompresörün özellikleri
- Kondenser boyutlarıdır.

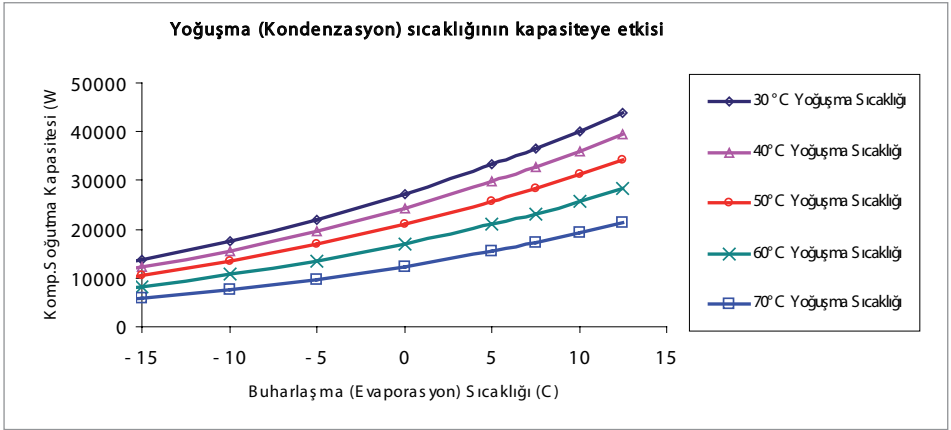
Kondenserlerde Eurovent Standardına göre nominal kondenser kapasitesi verilirken, 25°C hava giriş sıcaklığı ve 40°C yoğuşma sıcaklığı baz alınmaktadır. Diğer bir deyişle $\Delta T = 15^\circ\text{C}$ 'dir.

ΔT sıcaklık farkı ortam sıcaklığı yüksek olan yerlerde düşük seçilmelidir. Örneğin Antalya şartlarında bir tasarım yapılıyorsa ΔT değeri 7°-10°C aralığında tercih edilmelidir. Türkiye şartlarında dış mahalde çalışacak sistemler için kuzeyden güneye indikçe sıcaklık farkı düşürülmeli ve seçimler bu duruma göre yapılmalıdır. Yüksek yoğuşma sıcaklığının kompresörün üzerinde verimlilik düşürücü ve çalışma ömrünü kısaltıcı yük oluşturduğu unutulmamalıdır. Tasarımda yoğuşma sıcaklığının olabildiğince düşük tespit edilmesi oldukça yararlıdır. Ancak, bazı şartlarda yoğuşma sıcaklığının düşük alınması mümkün değildir. Örneğin, dış ortamın 50°-55°C derece olduğu Arap ülkelerinde yoğuşma sıcaklığının yüksek olması kaçınılmazdır.

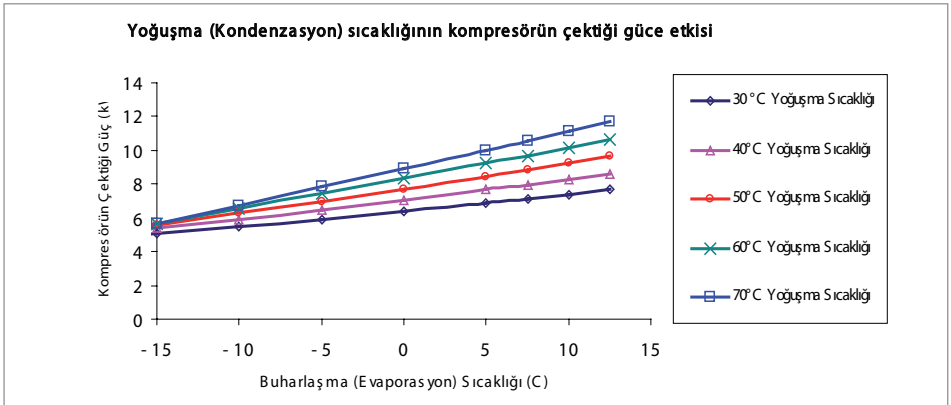
Aşağıda, örnek olarak, BOCK firması tarafından imal edilen yarı hermetik tip HGX4/555-4 model bir kompresörde R-134A gazı kullanımı için değişik yoğuşma sıcaklıklarında kompresör tarafından çekilen güç ve elde edilen soğutma kapasiteleri verilmiştir (Tablo 4.2) . Örnek olarak seçilen soğutucu akışkan R-134A'dır. Tabloda görüldüğü üzere yoğuşma sıcaklığı 30°C'dan 60°C'ye yükseldiğinde, kompresör %25 daha fazla enerji çekmekte, buna karşın soğutma kapasitesi %38,5 ve EER değeri (soğutma kapasitesinin kompresörün çektiği güce oranı) %51 azalmakta, tasarlanan soğutma kapasitesini elde etmek için %38,5 daha büyük bir ünite kullanmak gerekmektedir. Şekil 4.23'de değişik yoğuşma sıcaklıklarında soğutma kapasitesinin değişimi ve Şekil 4.24'de ise değişik yoğuşma sıcaklıklarında kompresörün çektiği gücün değişimi verilmektedir.

Tablo 4.2 Sabit buharlaşma (evaporasyon) ve değişik yoğuşma (kondenzasyon) sıcaklıklarında kompresör tarafından çekilen güç, elde edilen soğutma kapasitesi ve etkenlik değerlerinin değişimi

Yoğuşma Sıcaklığı °C	Buharlaşma Sıcaklığı °C	Soğutma Kapasitesi kW	Kompresörün Çektiği Güç kW	EER
30	-5	21,99	5,93	3,70
40	-5	19,66	6,49	3,03
50	-5	16,87	6,99	2,41
60	-5	13,54	7,43	1,82
70	-5	9,58	7,82	1,22



Şekil 4.23 Değişik Yoğuşma sıcaklıklarında soğutma kapasitesinin değişimi



Şekil 4.24 Değişik yoğuşma sıcaklıklarında kompresörün çektiği gücün değişimi

Örnek Karşılaştırma: 50°C ve 35°C yoğuşma sıcaklıkları için yıllık harcama farkı (Euro/yıl)

Seçilen Kondenser: A sınıfı kondenser 160 kW soğutma yükü için değerlendirilecek
Seçilen Kompresör: Yarı hermetik (BOCK HGX7/2110-4 S) Evaporasyon Sıcaklığı: 5°C

Tablo 4.3 50°C ve 35°C yoğuşma sıcaklıkları için yıllık harcama farkı (Euro/yıl)

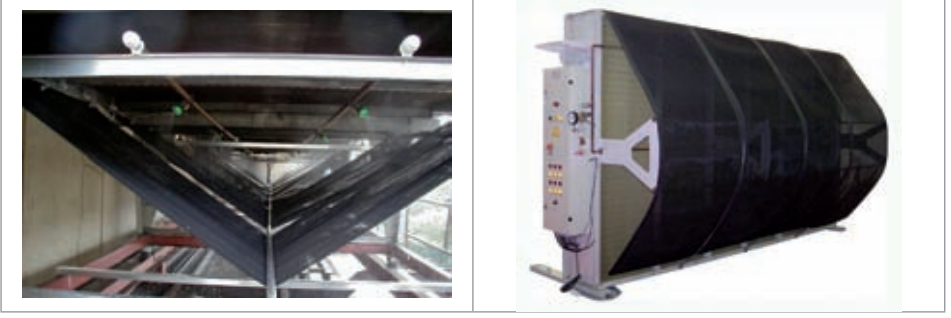
Kondenzasyon sıcaklığı (°C)	Soğutma Kapasitesi (kW)	Kompresörün çektiği güç (kW)	EER etkenlik	160 kW'a karşılık çekilen güç (kW)	Nominal kondenzasyon (40 C) ile arasındaki fark	Tüketim bedeli (\$/kW)	Ünite çalışma süresi (saat/yıl)	Kompresör yıllık fark (\$/yıl)	Fan gücü farkı (\$/yıl)	Ünite toplam fark (\$/yıl)	Ünite toplam fark (Euro/yıl)	50 °C-35 °C kondenzasyon farkı (Euro/yıl)
30	186,2	45,47	4,10	39,05	-13,47	0,13	6000	-10,232	-	-	-	13,504
35	173,0	49,00	3,53	45,27	-7,25	0,13	6000	-5,505	607,63	4,897	-3,588,05	
40	159,9	52,52	3,04	52,52	-	-	-	-	-	-	-	
45	146,3	55,65	2,63	60,79	8,27	0,13	6000	6,280	303,82	3,976	4,378,48	
50	132,8	58,78	2,26	70,74	18,22	0,13	6000	13,838	303,82	13,534	9,915,60	

40°C yoğuşma sıcaklığı temel nokta kabul edilirse, 50°C ve 35°C yoğuşma sıcaklıkları için karşılaştırmada yıllık harcama farkı 13.500 EURO/yıl'dır.

Hava soğutmalı kondenserlerin enerji verimliliğini artırmak için uygulanan sistemlerden bir tanesi ağ üzeri su spreyleme sistemidir. Ağ üzeri su spreyleme sistemi, hava soğutmalı kondenserin ön kısmına yerleştirilmiş geniş sık gözlü ağ yapılı malzemenin üzerine belirli mesafelerde bulunan nozullardan aralıklı olarak sistemin ihtiyacı kadar su spreyleme sistemidir. Spreylenen suyun adyabatik olarak buharlaşması sonucu ısı değiştirici yüzeyine temas eden giriş havası sıcaklığının düşürülerek, soğutmada verimin artırılmasını sağlayan bir sistemdir.

Su spreyleme, giriş havası akışında adyabatik soğutma etkisi meydana getirir. Belirlenmiş set değerlerinin aşılması ile kontrol sistemi ısı değiştiricisine giren hava sıcaklığını düşürmek için su spreyleme sistemini başlatır. Su spreyleme sisteminin çalışma süresi ve frekans ayarı, sistem performansının optimizasyonu ve su tüketiminin en aza indirilmesi amacı ile sürekli olarak kontrol cihazı tarafından sağlanır. Su, ısı değiştiricisi yüzeyine doğrudan püskürtülmediği, ağ yüzeyine püs-

kürtüldüğü için lamellerin üzerinde kireç tabakası oluşmaz. Böylelikle ısı transfer verimliliğinin düşmesi engellenir. Bu sistemde su yumuşatma işlemine ayrıca gerek de kalmamaktadır. Şekil 4.25'te A-B dik ve yatık tip ağ üzeri su spreyleme sistemli hava soğutmalı kondenserler verilmiştir.



Şekil 4.25 A-B Dik ve yatık tip ağ üzeri su spreyleme sistemli hava soğutmalı kondenserler

Lamel Geometrisinin Kapasiteye Etkisi

Hava soğutmalı kondenserlerin tasarımında boru çapı ve borular arasındaki mesafeleri tanımlayan lamel geometrisi, kapasite ve basınç kayıpları üzerinde etkilidir. Lamel geometrisi, tasarım şartlarında ihtiyaç duyulan soğutma kapasitesinin uygun basınç kayıpları dahilinde sağlanacağı şekilde üretici tarafından kendi standartları arasından seçilir.

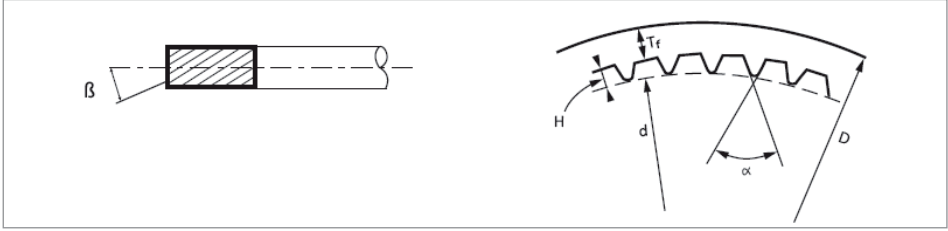
Yoğun borulu geometrilerin daha avantajlı kapasite/fiyat değeri verdikleri söylenebilir; fakat bu durumda basınç kayıpları da artacağı için optimizasyona gidilmesi gerekmektedir. Pratik olarak, aynı ısı transfer yüzeyine sahip fakat farklı lamel geometrisi kullanılmış hava soğutmalı kondenserin, aynı şartlarda farklı soğutma kapasitesi ve farklı basınç kayıpları vereceğine dikkat edilmelidir.

Hava Hızının Kapasiteye Etkisi

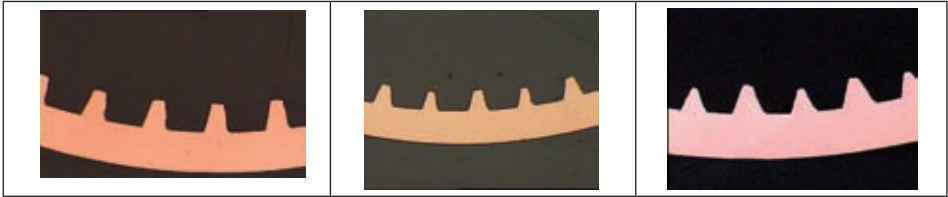
Hava hızı, hava tarafındaki kısmi ısı transfer katsayısını etkilediği için önemli bir kriterdir. Hava hızı arttıkça ısı transferi arttığı için daha küçük bir ısı değiştiricisi yeterli olacaktır; bununla birlikte hava tarafı basınç kaybının artması nedeniyle yüksek hızlarda fan performansı düşer. Bu nedenle hava hızının optimum değerlerde seçilmesi gereklidir. Hava soğutmalı kondenser tasarımında, standart ses seviyelerinde, tavsiye edilen hava hızı 3,0 - 4,0 m/s civarındadır. Daha düşük ses seviyesi arandığı ortamlarda hava hızının seviyesi de düşecektir. Belirtilen hız değerlerinin altında hava hızları ısı değiştirgecinin büyük seçilmesini gerektirir. Yüksek hava hızları ise daha güçlü ve pahalı fanlar gerektirir.

Yivli boru kullanımının kapasiteye etkisi

Hava soğutmalı kondenserlerde kullanılan boruların iç yüzeyi tasarıma ve maliyet optimizasyonuna göre farklılık gösterebilmektedir. Düz-Yivsiz (smooth) borular ve yivli (grooved) borular kondenser bataryalarında kullanılabilir. Yivli boru ya da düz boru kullanımı için kullanılacak akışkan ve uygulama özellikleri irdelenmelidir. Şekil 4.26’da Yivli boruların teknik özelliklerine konu olan ölçüler ve Şekil 4.27’de farklı geometrik yapıya sahip yivli boruların kesit görünüşleri verilmektedir.



Şekil 4.26 Yivli boruların teknik özelliklerine konu olan ölçüler



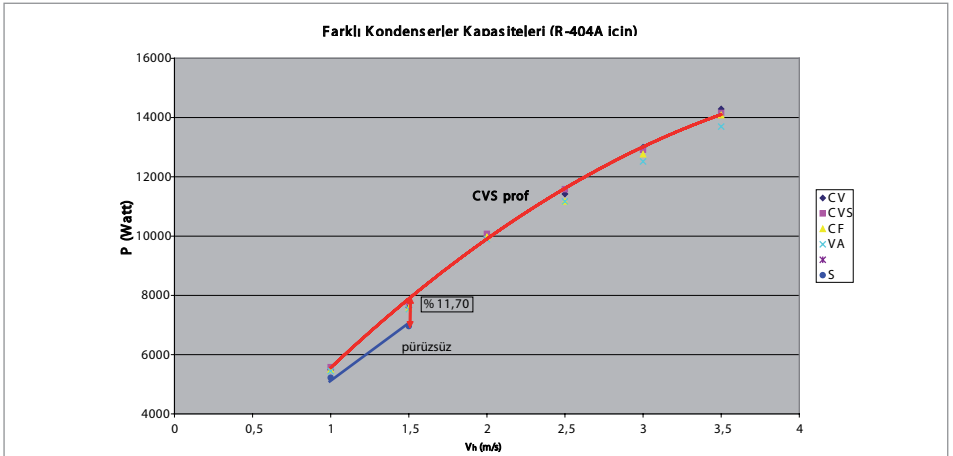
Şekil 4.27 Farklı geometrik yapıya sahip yivli boruların kesit görünüşleri

Bakır boru üreticisi uluslararası bir firma tarafından, hava soğutmalı kondenserlerde yivli boru kullanımı ile kapasitenin batarya alın yüzeyi hava hızına bağlı değişimine yönelik deneysel bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada beş farklı yiv geometrisine sahip prototip üniteler kullanılmıştır. Test edilen prototiplerin çalışma koşulları ve kullanılan akışkan aynı tutulmuştur.

Tablo 4.4 ve Grafik 1’de yapılan testlerin verileri ve sonuç değerleri mevcuttur. 40°C yoğuşma, 25°C hava giriş sıcaklığı ve R-404A gazı kullanımı şartlarında Düz-Yivsiz (smooth) borular ve yivli (grooved) borular arasında yapılan karşılaştırılarda, yivli (grooved) boru kullanımı ile %11,70 yüksek kapasite elde edildiği gözlemlenmiştir.

Tablo 4.4 R-404A ve R-22 için test edilen farklı yiv geometrili prototiplerin test sonuçları

Test Koşulları	Test n1	Test n2	Test n3	Test n4	Test n5	Test n6	Test n1	Test n2	Test n3
Akışkan	R-404A						R-22		
Kanat Tipi	Wavy	Wavy	Wavy	Wavy	Wavy	Wavy	Wavy	Wavy	Wavy
Test Koşulları ENV327									
Yoğuşma (Kondenzasyon) Sıcaklığı (°C)	40	40	40	40	40	40	37,4	37,4	37,4
Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	25	25	25	25	25	25	26	26	26
ΔT (°C)	15	15	15	15	15	15	11,4	11,4	11,4
Aşırı Soğutma(K)	2	2	2	2	2	2	4	4	4
Hava Debisi (m ³ /h)	1069,2	1603,8	2138,4	2673	3207,6	4347	1440	1728	1958
Hava Hızı (m/s)	1	1,5	2	2,5	3	3,5	2,5	3	3,4
Kapasiteler-Test Sonuçları (kW)									
CV Tip Yiv Geometrisi	5,49	7,60	9,96	11,42	12,99	14,28	4,56	4,80	4,95
CVS Tip Yiv Geometrisi	5,57	7,77	10,07	11,58	12,91	14,15	-	-	-
CF Tip Yiv Geometrisi	5,49	7,57	9,97	11,17	12,76	14,08	4,59	4,71	4,86
V veya VA Tip Yiv Geometrisi	-	7,53	9,89	11,17	12,51	13,69	-	-	-
Düz - Smooth Tip Yiv Geometrisi	5,21	6,96	-	-	-	-	3,64	3,88	4,08



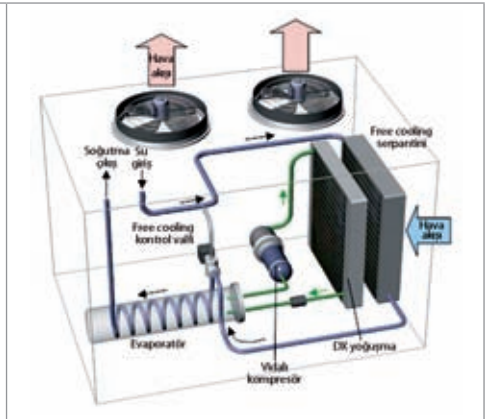
4.5.6 Hava Soğutmalı Kondenserli Soğutma Gruplarında Doğal Soğutma Bataryası Kullanımı

Geleneksel hava soğutmalı kondenserli soğutma gruplarından farklı olarak entegre doğal soğutma bataryalı grupların kullanımı son yıllarda yaygınlaşmaya başlamıştır. Doğal soğutma, ortamın düşük hava sıcaklığından faydalanarak soğuk su üretici grubun (chiller) kompresörünün çalışması olmaksızın ya da kısmen çalıştırılarak soğutma suyu elde edilmesidir. Örneğin İngiltere’de yıllık soğutma ihtiyacının %62’sinin doğal soğutma ile sağlanmasında entegre doğal soğutma bataryalı su soğutma gruplarının etkisi vardır. Bu ülkede yıllık soğutma ihtiyacının yalnızca %38’i mekanik soğutma ile sağlanmaktadır.

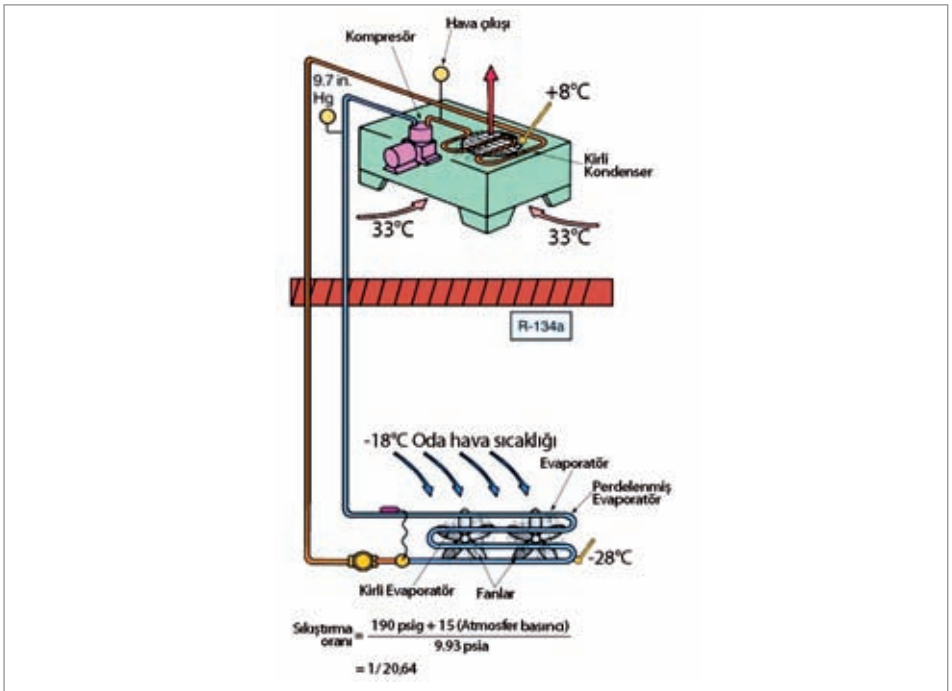
Entegre doğal soğutma bataryalı gruplar, yirmi dört saat soğutma ihtiyacı olan büyük bilgisayar ve sunucu odaları, internet ve telekomünikasyon veri merkezleri soğutma uygulamaları için alternatif sistemdir. Hem mekanik soğutma hem de doğal soğutma (kısmi ve tam) yapabilme kabiliyetine sahiptirler. Şekil 4.28A’da entegre doğal soğutma bataryalı su soğutma grubunun kasetlenmiş ünite halinde, Şekil 4.28B’de ise bu tip grupların yapısı basitleştirilmiş olarak gösterilmektedir. Doğal soğutma bataryası hava soğutmalı kondenser bataryasının -ünitenin hava giriş yönüne göre- ön kısmına yerleştirilir. Ortam sıcaklığının dönüş suyu sıcaklığının altına düşmesi ile birlikte kontrol vanası, dönüş suyunu doğal soğutma bataryasına ön soğutma ya da tam doğal soğutma amaçlı olarak gönderir.



Şekil 4.28 A Entegre doğal soğutma bataryalı hava soğutmalı su soğutma grubu



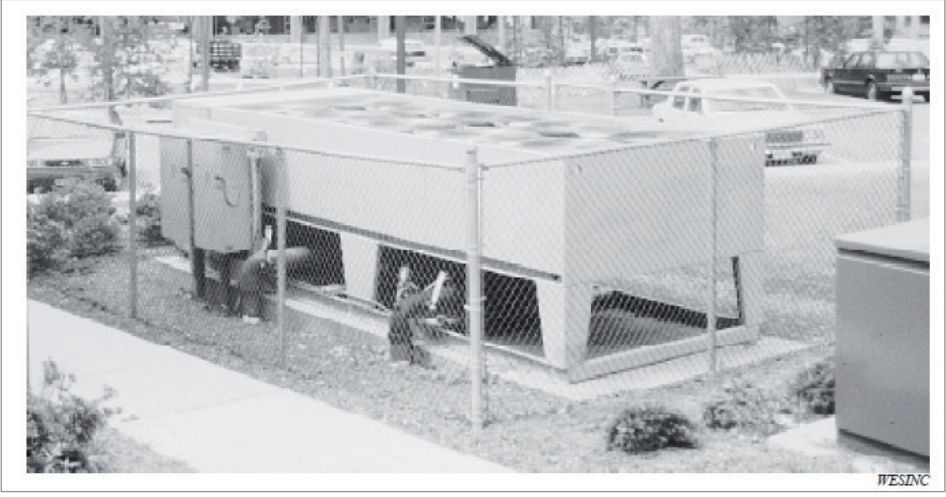
Şekil 4.28 B Entegre doğal soğutma bataryalı hava soğutmalı su soğutma grubu



Kir birikmesini en aza indirmek için dış ünitelere koruyucu perde takılabilir. Eğer dış ünitenizde çok fazla kirlilik oluşuyorsa, birkaç değişiklik ile bunu azaltabilir ve cihazı verimliliğini artırabilirsiniz. İki kolay çözüm vardır: Bunlardan biri, dış ünitenizi kirlilik kaynaklarının üstüne yükseltmek, diğeri de soğutma ünitesinin etrafına perde monte etmektir. Şekil 4.29'da kondenserlerin kirli ortamlardan korunması gösterilmiştir.

Kafeslerin Takılması

Genellikle en iyi yol kafesi dış ünitenin tüm hava girişlerini kapsayacak şekilde monte etmektir. Eğer kafesleri dış üniteden çıkan hava üstlerine çekilecek şekilde yerleştirirseniz, fanlar durduğunda pislikler kendiliğinden yere düşecektir. Kafesler hava akışını engellememelidir. Yaprak ve kuşları tutmaya uygun olan kalın bir kafes hava akışını engellemeyecektir. Buna rağmen kafesin bir bölümünde tıkanma olursa, kafes yüzey alanını artırarak iyileştirme yapılabilir. Bazı durumlarda, cihazın etrafına kafes takmak daha pratik olabilir. Bir örneği Şekil 4.33'da gösterilmektedir. Bu düzenlemeyle tam koruma sağlanmaz, ama hava akışına da engel olunmaz.



Şekil 4.30 Cihazın etrafına kafes uygulaması

Dış Ünitelerin Zeminden Daha Yüksek Yere Monte Edilmesi

Eğer dış ünite yapraklarla kirleniyorsa, üniteyi yükseltmek yararlı olabilir. Bu sayede kirlerin giriş havasının yüksek hızıyla yanındaki yüzeyden yukarı doğru emilmesi önlenir. Hava giriş hızını istenilen değerde tutabilmek için, hava giriş tarafı mümkün olduğu kadar temiz tutulmalıdır.

4.5.7 Kondenserlerde Enerji Etiketleme

Hava Soğutmalı Kondenserlerde Standartlar ve Enerji Sınıflandırması

Hava soğutmalı kondenserlerde standart kapasiteler TS EN 327 (Isı Eşanjörleri-Hava Soğutmalı Zorlanmış Konveksiyonlu Soğutucu Akışkanlı Kondenserlerin Performansının Tayini İçin Deney Metotları) standardında belirlenen şartlarda tanımlanmaktadır. Kondenser bataryaları, 97/23/EC PED (Basınçlı Ekipmanlar Direktifi) altında tanımlanan SEP (Sound Engineering Practice) kapsamına uygun üretilmeli, ünitenin tümü CE şartlarını karşılamalıdır. Ürünlerde enerji verimliliği EUROVENT Rating Standard (for Forced Convection Air Cooled Condensers For Refrigeration “Air Cooled Condensers”) 7/C/002-2007 standardına göre Tablo 4.5’te verilen değer aralıkları için hesaplanabilir.

Tablo 4.5 Enerji Verimliliği Sınıfı

Sınıf	Enerji Sarfiyatı	Enerji Oranı (R)*
A	En Düşük (Extremely low)	$R > =110$
B	Çok Düşük (Very low)	$70 = < R < 110$
C	Düşük (Low)	$45 = < R < 70$
D	Orta (Medium)	$30 = < R < 45$
E	Yüksek (High)	$R < 30$

* Enerji oranı "R", ürün standart kapasitesinin fan motorlarının toplam enerji tüketimine bölünmesi ile elde edilir.

Enerji verimliliğinin artırılması ile ilk yatırım masrafları arasında ciddi bir ilişki söz konusudur. Enerji verimliliği yüksek ürünlerin ilk yatırım maliyetleri göreceli olarak yüksek olsa da aradaki maliyet farkını kısa zamanda geri kazandırmaktadır.

Tablo 4.6'da aynı şartlarda çalıştıkları, aynı cins soğutucu akışkan kullandıkları ve eşit kapasiteye sahip oldukları varsayılan dört farklı hava soğutmalı kondenser üzerinde yapılan örnek karşılaştırma görülmektedir. Karşılaştırmada sistemdeki kondenser kapasitesi ihtiyacının 160 kW olduğu varsayılmış ve alternatif kondenser dizaynları bu kapasiteye göre yapılmıştır. Örnek üniteler arasındaki temel farklar:

- Isı transfer yüzeyleri,
- Ünite boyutları,
- Batarya alın hava hızları,
- Elektrik güçleri,
- Enerji verimliliği sınıfları,
- Ses seviyeleri ve
- Maliyetlerdir.

İlk yatırım maliyeti fazla olan ünitenin boyutları ve ısı transfer alanı daha fazladır. Bu kısım maliyete doğrudan etki etmektedir. Ancak hava hızı, dolayısıyla hava tarafı basınç kaybının düşüklüğü fanların elektrik tüketim değerleri düşmektedir. Bu durum ünitenin enerji verimliliğini artırmakta, buradaki örnekte olduğu gibi üniteleri A, B, C, D enerji sınıflandırmalarında ifade ettirmektedir.

Tablo 4.6. Varsayılan dört kondenser üzerinde yapılan örnek karşılaştırma

ÖZELLİKLER	KONDENSER 1		KONDENSER 2	
MODEL	FUH YK 80 23 C1 2,1 E		FUH YK 63 24 C1 2,1 Q	
Enerji Verimliliği Sınıfı	A	Birimi	B	Birimi
Kondenser Kapasitesi	161,39	kW	163,43	kW
Isı Transfer Yüzeyi	543,3	m ²	522,6	m ²
Batarya Uzunluğu	3600	mm	4000	mm
Batarya Genişliği	2150	mm	1800	mm
Hava Debisi	39150	m ³ /h	40730	m ³ /h
Hava Hızı	1,4	m/s	1,6	m/s
Fan Çapı	800	mm	630	mm
Fan Devri	330	d/d	480	d/d
Fan Adedi	6	Adet	8	adet
Toplam Fan gücü	1,2	kW/h	1,52	kW/h
Ses Gücü Seviyesi (LwA)	68	dBA	72	dBA
Ses Basınç Seviyesi (LpA)	36	dBA	40	dBA
Enerji oranı (R)	134,5	-	107,5	-
Ünite Fiyatı	8.525 €	Euro	6.676 €	Euro

Tablo 4.7’de ise A sınıfı ürün ile D sınıfı ürün arasındaki fark gösterilmiştir. İlk yatırım masrafı yüksek olan A sınıfı ürünün, D sınıfı ürün kullanımına göre kendisini 2,9 yıl içerisinde geri kazandırdığı görülmektedir.

Tablo 4.7 Varsayılan kondenserlerin karşılaştırması ve ilk yatırım maliyeti geri ödeme süresi hesabı

HESAPLAMALAR	A sınıfı ve D sınıfı ürün arası fark	
Ünitelerin fan motorlarının elektriksel tüketimleri arasındaki fark	3,48	kW/h
Yıllık olarak fan motorlarının elektriksel tüketimleri arasındaki fark (20 saat/gün)	25.404	kW
Birim elektrik harcaması maliyeti	0,12	€/kW
Yıllık Toplam elektrik harcaması farkı (EURO)	3.048	€
Üniteler arası maliyet farkı	4.010	€
Ünite maliyet farkının geri kazanım süresi	1,3	Yıl

4.6 KURU SOĞUTUCULAR VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Binalarda enerji yoğunluğunun azaltılması ve enerji verimliliğinin artırılması günümüzde en temel küresel konulardan bir tanesidir. Enerji verimliliğinin artırılması için doğal kaynakların kullanımı her geçen gün yaygınlaşmakta; bu amaca hizmet eden yeni teknolojilerin ve ürünlerin geliştirilmesinin önemi daha da fazla hissedilmektedir.

Kış ve bahar aylarında binalarda ısıtma yapılması gerekirken (dış kabuk), binaların iç kısmında (iç kabuk) soğutma ihtiyacı olan bölümler olabilmektedir. Yirmi dört saat soğutma ihtiyacı olan büyük bilgisayar ve server odaları, internet ve telekomünikasyon veri merkezleri, konferans salonları, alışveriş merkezlerinin enerji yoğun bölümleri, ısı yoğun ofisler vb. kış aylarında da soğutma gerektiren iç ortam hacimlerindedir.

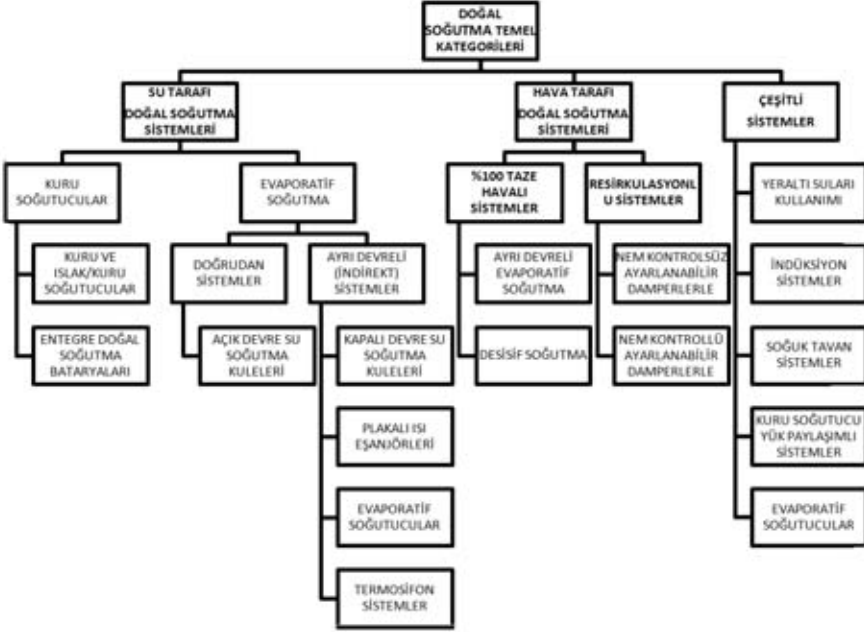
Dış ortam sıcaklıklarının gerekli olan soğutma suyu sıcaklıklarının altına düşmesi ile birlikte doğal soğutma sistemleri kullanılabilir ve bu sayede önemli derecede enerji tasarrufu sağlanır. Dış ortamın düşük sıcaklığından faydalanarak doğal soğutma yapan kuru soğutuculu sistemler hakkında ülkemiz şehirleri esas alınarak doğal soğutma ile enerji verimliliğinin ne oranda artırılabilceği ve soğutma tesisatlarında, (dolayısıyla binalarda) enerji verimliliği konuları vurgulanacaktır. Bu bilgilerin yanı sıra kuru soğutucu ünitelerin malzeme, performans, enerji kullanımı ve konstrüktif özellikleri hakkında da bilgi verilecektir.

4.6.1 Doğal Soğutma Sistemleri

Doğal soğutma sistemleri, havalı ve sulu sistemlerde yapılan uygulamalar olmak üzere iki temel kategoridedir. Şekil 31’de doğal soğutma temel kategorileri verilmektedir.

Havalı sistem soğutma uygulamaları için doğal soğutma, düşük dış hava sıcaklığı koşullarında, bir ortamın soğutulmasında doğrudan dış havadan faydalanmak sureti ile soğutma için harcanacak enerji maliyetini azaltmaya yönelik uygulamaları kapsar.

Sulu sistem soğutma uygulamaları için doğal soğutma, merkezi bir soğutma grubundan sağlanan soğuk su üretiminin maliyetini azaltmaya yönelik uygulamaları kapsamaktadır. Soğutma suyu ihtiyacı olan sistemlerde uygulanan doğal soğutma, ortamın düşük hava sıcaklığından faydalanarak soğuk su üretici grubun (chiller) kompresörünü çalıştırmadan ya da kısmen çalıştırılarak soğutma suyu elde edilmesidir. Şekil 4.31’de verilen farklı doğal soğutma sistemlerinden her biri kendi avantaj ve dezavantajlarına sahip olmakla birlikte uygulanacak sistem seçimini etkileyen en önemli unsurlardan biri soğutma sisteminin hangi amaç doğrultusunda kullanıldığı veya kullanılacak olduğudur. Bu durum sistem tasarımı doğrudan etkilemektedir.



Sekil 4.31 Doğal soğutma temel kategorileri

Aşağıda belirtilen noktalar da sistem seçiminde göz önüne alınması gereken diğer önemli etkenlerdir.

- Sistemin soğutma kapasitesi
- Soğutma grubunun çalışma aralıkları ve çalışma süresi
- Doğal soğutma maliyeti ve uygulama ile geri ödeme süresi
- Sistemde kullanılan diğer yardımcı ekipmanların sisteme etkisi
- Sistemin kurulacağı bölgenin elektrik, su vb. maliyetleri

Tablo 4.8’de doğal soğutma sistemleri ve bina karakteristiklerinin eşleştirilmesi görsel bir yaklaşım ile aktarılmaktadır. Eşleştirme, doğal soğutma sisteminin türüne göre enerji tasarrufu potansiyeli, harici kazançlardan elde edilen yük büyüklükleri, dahili kazançlardan elde edilen yük büyüklükleri, kurulu sisteme uyarlama potansiyeli, düşük bakım maliyeti gereksinimi, düşük chiller soğutma suyu sağlama özelliği, minimum tasarım/işletme riski, sistemi işletmek için uzman operatör bilgisi gereksinimi, yatırım maliyeti yönlerinden ele alınmaktadır.

Tablo 4.8 Doğal Soğutma Sistemleri ve Bina Karakteristiklerinin Eşleştirilmesi

Doğal Soğutma Sisteminin Türü	Enerji Tasarrufu Potansiyeli	Harici Kazançlardan Elde Edilen Yük Büyüklükleri	Dahili Kazançlardan Elde Edilen Yük Büyüklükleri	Kurulu Sisteme Uyarlanma Potansiyeli	Düşük Bakım Maliyeti Gereksinimi	Düşük Chiller Soğutma Suyu Sağlama Özelliği	Minimum tasarım/ işletme riski	Uzman Operatör Bilgisi Gereksinimi	Yatırım Maliyeti
Soğutma kuleleri ve plakalı ısı değiştirgeçleri (ayrı, kapalı devreli - indirekt doğal soğutma)	++	-	+++	++	++	H	++	i	+
Soğutma kuleleri ve plakalı ısı değiştirgeçleri (kapalı devreli indirekt doğal soğutma - yük paylaşımı)	+++	+-	+++	++	++	E	+	i	+
Soğutma kuleleri ve pislik tutucular (açık devreli doğrudan doğal soğutma)	+++	-	+++	++	-	H	-	E	+
Termosifon sistemli soğutma grubu chillerler	+++	+-	+++	-	+++	E	+++	i	+-
Ayarlanabilir damperler (tüm hava sistemi nem kontrolsüz)	++	+	++	-	+++	-	+++	H	-
Ayarlanabilir damperler (tüm hava sisteminde evaporatif nem kontrollü)	+++	++	++	+	++	-	++	i	++
%100 Taze havalı sistem (evaporatif nemlendirici ve ısı geri kazanımı)	+++	++	++	-	++	-	++	i	-
Nem almalı (desisif) soğutma sistemleri	+++	++	++	-	+	-	+	i	+
Yeraltı suları ile doğrudan soğutma	+++	+++	+++	+	++	H	+	E	+-
Fancoiller	+	-	+++	+++	+++	-	++	H	++
Soğuk tavan sistemleri	++	-	+++	+++	+++	-	++	H	++
Kuru soğutucular (yük paylaşımı ve tamamen doğal soğutmalı)	+	-	+++	+	+++	-	+++	H	+
Doğal soğutma bataryalı chillerler (yük paylaşımı ve tamamen doğal soğutmalı)	++	-	+++	+++	+++	E	+++	H	+
Evaporatif ön soğutmalı (yük paylaşımı)	+	+++	++	+++	+	-	++	i	+
Evaporatif soğutucular	+++	+++	++	++	++	-	++	H	+

+ : olumlu, - : olumsuz, +- : olumlu ve olumsuz yönler var, E: evet, H: hayır, i: ideal

Soğutma sisteminin kurulu olduğu-kurulacağı bölgenin iklim koşulları, doğal soğutmada elde edilebilecek faydanın belirlenmesinde en önemli unsurdur. Soğutma sistemi proje aşamasında iken doğal soğutma uygulanmasının avantajlı olup olmadığının belirlenebilmesi ve sağlıklı bir yatırım kararı alınabilmesi için sıcaklık değerlerin yıllık tekrar edilme sıklıklarının bilinmesi (Bin değerleri) ve bu verilerin değerlendirilmesi (Bin metodu) çok önemlidir.

Kanatlı Borulu Tip Isı Değiştirgeçli Doğal Soğutma Uygulamaları

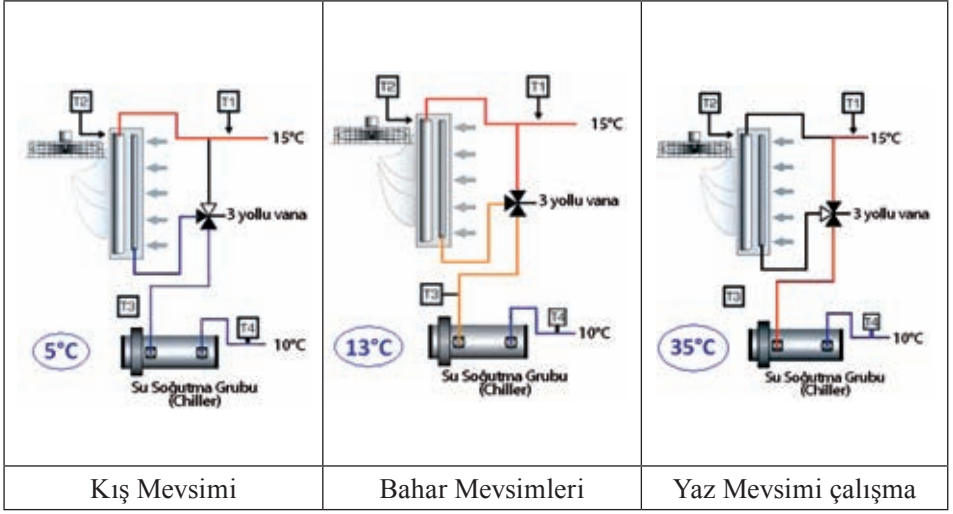
Doğal soğutmada faydalanmak için yapılan uygulamalarda kullanılan ürünlerin yaygın bir bölümü kanatlı borulu tip ısı değiştirgeçlerine sahip ürünlerdir. Kanatlı-borulu ısı değiştirgeçli doğal soğutma bataryalı sistemler iki farklı biçimde uygulanabilir:

1. Soğutma grubu ve entegre doğal soğutma bataryası uygulamaları
2. Kuru soğutucu ve ıslak/kuru soğutucu uygulamaları

Bu iki kapsama giren ürünler, uygulamada ihtiyaç duyulan soğuk su sıcaklık değerlerine bağlı olarak herhangi bir soğuk su üretici grup olmaksızın çalışabilmekle birlikte doğal soğutma uygulamaları için bir soğuk su üretici grup ile beraber entegre veya bağlantılı olarak da kullanılabilirler. Su kulelerine alternatif olan bu sistemin kapalı devre çalışması sayesinde soğutma suyunun azalması problemiyle karşılaşılmaz, bunun yanı sıra devre içerisinde kirlenme vb. riskler bu uygulamalarda tamamen ortadan kalkmaktadır.

Sistemin çalışma yapısı üç değişik yaklaşım ile tanımlanabilir:

- Tamamen mekanik soğutma: Doğal soğutma uygulaması yok,
- Kısmi doğal soğutma (yük paylaşımı-ön soğutma): Ortam sıcaklık değerinin istenilen soğutma suyu sıcaklığının 1,5 - 2,0°C altına düşmesi ile birlikte yük paylaşımlı olarak kullanılmaya başlanabilir.
- Tamamen doğal soğutma (soğutma grubu çalışmıyor): Ortam sıcaklık değerinin istenilen soğutma suyu sıcaklığının en az 5°C altına düşmesi ile birlikte kullanılmaya başlanabilir.



Şekil 4.32 A, B, C Chiller ile doğal soğutma bataryalı uygulama

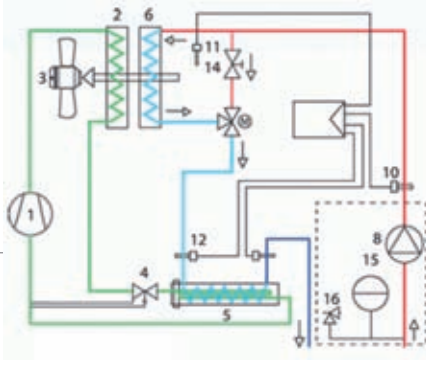
Kış mevsimi çalışma koşulu: Ortam sıcaklığı istenilen soğuk su sıcaklık değeri ve dönüş suyu sıcaklık değerinin altındadır (Örnek: $T_{\text{ortam}} : 5^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{soğutma suyu}} : 10^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{dönüş suyu}} : 15^{\circ}\text{C}$). Sistemde ihtiyaç duyulan soğuk su tamamen ortam havası vasıtası ile doğal soğutma bataryası tarafından sağlanır. Bu durumda soğuk su elde edilmesi için harcanacak enerji yalnızca chillerin üzerindeki fanların çektiği güç kadar olacaktır (Şekil 4.32 A).

Bahar mevsimi çalışma koşulu: Ortam sıcaklığı istenilen soğuk su sıcaklık değerinin üzerinde ve dönüş suyu sıcaklık değerinin altındadır (Örnek: $T_{\text{ortam}} : 13^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{soğutma suyu}} : 10^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{dönüş suyu}} : 15^{\circ}\text{C}$). Soğutma dönüş suyu öncelikli olarak doğal soğutma bataryasından geçirilerek ortam havası ile ön soğutmaya tabi tutulur. Doğal soğutma kapasitesi ortam sıcaklık değerine bağlıdır. Üç yollu vana ve kontrol ünitesi vasıtası ile doğal soğutmadan yararlanılır (Şekil 4.32 B).

Yaz mevsimi çalışma koşulu: Ortam sıcaklığı istenilen soğuk su sıcaklık değeri ve dönüş suyu sıcaklık değerinin üzerindedir (Örnek: $T_{\text{ortam}} : 35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{soğutma suyu}} : 10^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{dönüş suyu}} : 15^{\circ}\text{C}$). Soğuk su ihtiyacı tamamen geleneksel soğutma çevrimi içerisinde chillerin kompresörünün çalışması ile sağlanır. Doğal soğutma bataryası çalışmamaktadır (Şekil 4.32 C).

Chiller ve Entegre Doğal Soğutma Bataryası Uygulamaları

Enerji verimliliğinin tesisatlarda giderek ön plana çıkması, tesislerde enerji tüketiminin hatırı sayılır bir kısmını yaratan soğutma gruplarının tasarımı da etkilemeye başlamıştır. Geleneksel soğutma gruplarından farklı olarak entegre doğal soğutma

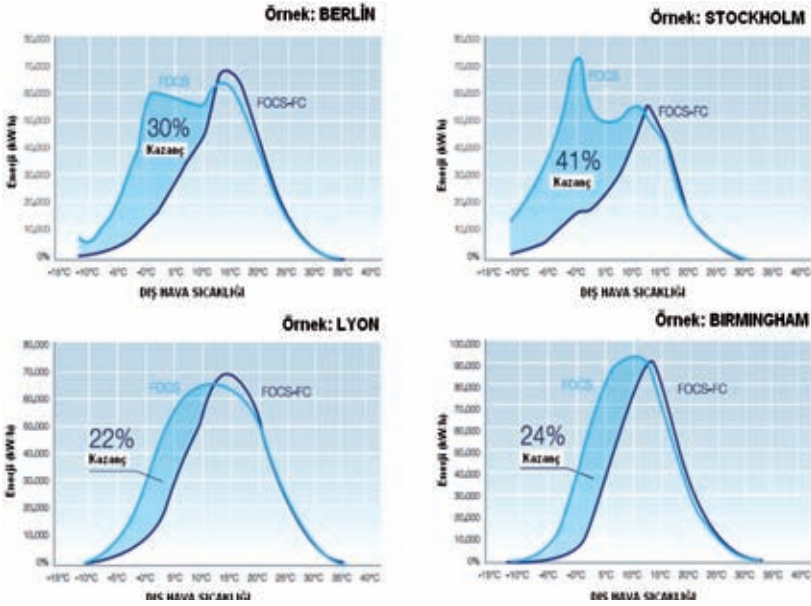


Şekil 4.33C Entegre doğal soğutma bataryalı su soğutma grubunun basit devre şeması

Devre elemanları:

1. Kompresör
2. Kondenser bataryası
3. Fan
4. Genleşme vanası
5. Evaporatör
6. Doğal soğutma bataryası
7. Üç yollu vana (doğal soğutma için)
8. Pompa
9. Mikroprosesör
10. Ewt sensörü
11. Ortam sıcaklığı sensörü
12. (Evaporatör girişinde) sıcaklık sensörü
13. Donma sensörü
14. Kapama vanası
15. Genleşme tankı
16. Güvenlik vanası

Örneğin, hacmen %20 etilen-glikollü bir karışım yaklaşık -8°C , hacmen %30 etilen-glikollü bir karışım ise suyun sıcaklığının yaklaşık -16°C 'a kadar donmasını engeller. Glikol-su karışımli sistemin kullanımı durumunda unutulmaması gereken iki önemli konu vardır. Birincisi, soğutucu bataryada donmayı önlemek için kullanılan glikol-su karışımının kapasitesinin %100 su kullanılan sistemlere göre çok daha düşük olduğu ve bu nedenle de daha büyük ısı transfer alanına, dolayısıyla daha büyük (maliyeti daha yüksek) bir soğutma grubuna gereksinim olduğudur. İkinci nokta ise, klima santrali, fancoil gibi iklimlendirme cihazlarında glikol-su karışımının kullanılmasının istenmemesidir ki bu durumda glikol-su sistemine göre dizayn edilmiş soğuk sulu ünite ile soğuk su devresi arasına ek bir ısı değiştirgeci gereksinimi duyulur. Tasarım öncesi uygulama yeri ve sıcaklıklarına göre yukarıda bahsi geçen noktalar muhakkak dikkate alınmalıdır.

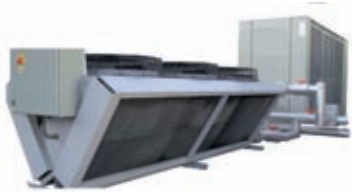


Grafik 2. Doğal soğutmanın iklimlendirme sistemlerinde kullanılması esnasında oluşan kazancı göstermek için chiller üreticisi bir firmanın entegre doğal soğutma bataryalı soğutma gruplarına yönelik olarak Avrupa'nın dört farklı şehrinde yaptığı ölçümlere bağlı sonuçlar yukarıda grafikler halinde verilmiştir. Soğuk iklim bölgelerindeki yerleşimlerde doğal soğutma veriminin yükseldiği açıklıkla görülmektedir.

4.6.2 Kuru Soğutucu Ve Islak/Kuru Soğutucu Uygulamaları

Kuru Soğutucular

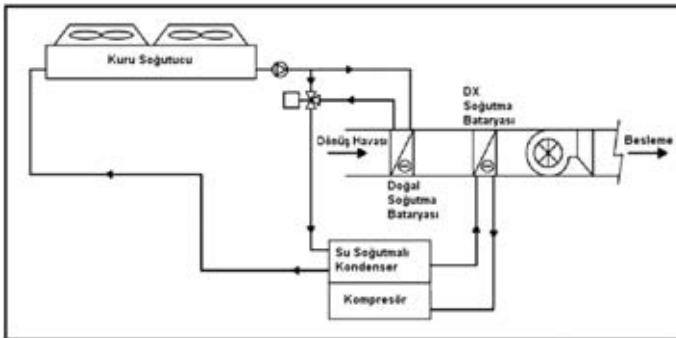
Su soğutma işleminde kullanılan kanatlı-borulu ısı değiştirgeçli bir diğer yöntem de Kuru Soğutucu olarak adlandırılan sistemlerdir (Şekil 4.34 A, B, C). İklimlendirme ve proses su soğutma sistemlerinde oldukça yaygın kullanım alanına sahiptirler. Temel mantık sistemdeki dönüş suyu yükünün bir fanlı eşanjör sistemi yardımıyla havaya aktarılmasıdır. Fanlar (vantilatörler) ile emilen havanın kanatlar (lameller) arasından geçerken boru içindeki akışkanı soğutması esasına göre çalışır. Bu yöntemde eşanjörün dış yüzeyi kurudur. Bu durumda kanatlarda kireçlenme ve korozyon gibi sorunlar yoktur. Sistemin kapalı devre çalışması sayesinde soğutma suyunun azalması problemiyle karşılaşmaz.

		
Şekil 4.34 A Yatık tip kuru soğutucu	Şekil 4.34 B V tipi kuru soğutucu	Şekil 4.34 C Soğutma grubu ve kuru soğutucu uygulaması

Kuru soğutucularda elde edilen su sıcaklığı ortamın kuru termometre sıcaklığına bağlıdır ve bu nedenle de kuru soğutucu olarak anılır. Kuru soğutucular ile kuru termometre sıcaklığının yaklaşık 5°C üzerine kadar soğutulmuş su elde edilebilir. Daha düşük sıcaklıklarda soğutma suyuna ihtiyaç duyulan durumlarda Islak-Kuru Soğutucular kullanılır.

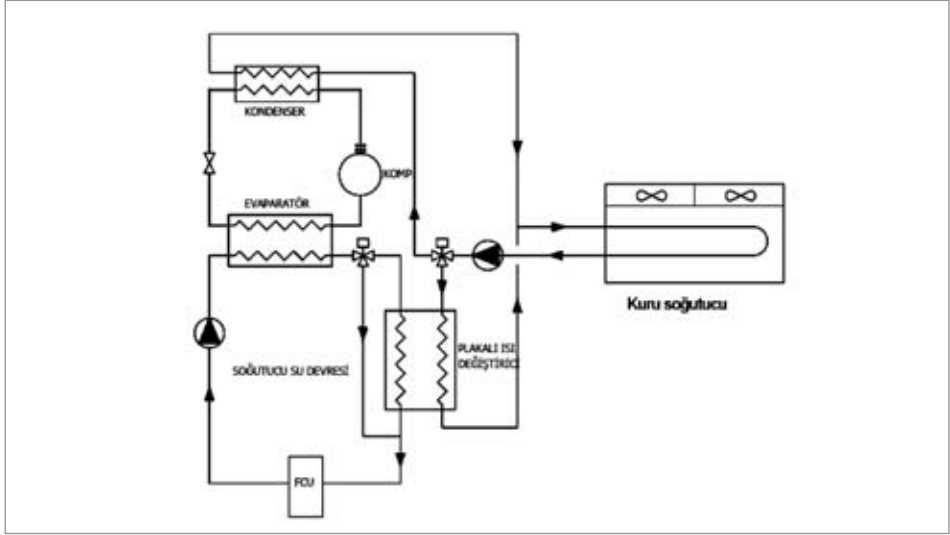
Kuru soğutucular yukarıda açıklaması yapılan entegre doğal soğutma bataryalı sistemler ile aynı mantıkta çalışmaktadır. Tesiste kurulmuş bir su soğutma grubu mevcutsa ve düşük ortam sıcaklıklarında doğal soğutma işleminden faydalanılmak isteniyorsa kuru soğutucu sistemler bu durum için idealdir. Kuru soğutucular plastik, kimya, enerji, iklimlendirme vb. sektörü içindeki uygulamalarda bir soğutma grubu ile birlikte kullanılabileceği gibi ayrıca soğutma suyu sıcaklıklarına bağlı olarak tek başına da kullanılabilmektedir.

Şekil 4.35'te paket tipi iklimlendirme cihazı ile yük paylaşımli olarak çalışan örnek bir kuru soğutucu sisteminin prensip şeması verilmiştir. Kuru soğutucular özellikle yirmi dört saat sürekli soğutma ihtiyacı olan bilgisayar ve server odaları, internet ve telekomünikasyon veri merkezlerinin soğutulması için kullanılan paket tipi iklimlendirme cihazlarında enerji tasarrufu için uygulanan yöntemlerdendir. Sistemin gece periyodunda sağladığı tasarruf ciddi boyuttadır.



Şekil 4.35 Paket tipi klima ile yük paylaşımli çalışan kuru soğutucu sistemi prensip şeması

Şekil 4.36'da Moskova'da uygulaması yapılan bir alışveriş ve iş merkezi projesinde kullanılan doğal soğutma sisteminin prensip şeması verilmiştir. Alışveriş merkezinde kış ve bahar aylarında da soğutma ihtiyacı mevcuttur. Bu mevsimlerde soğutma grubu kullanılmamakta, soğutma için kuru soğutucu görev yapmaktadır. Kuru soğutucu yaz mevsiminde su soğutmalı kondenserin yoğunlaştırıcı suyunu soğutmak amacı ile kullanılmaktadır. Dış hava sıcaklığının $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ derecelere ulaşması nedeniyle kuru soğutucuya yüksek oranda etilen glikol (anti freze) yüklemesi yapılmıştır.



Şekil 4.36 Moskova'da bulunan alışveriş merkezinde kurulu kuru soğutucu prensip şeması

Islak/Kuru (Evaporatif/Adyabatik) Soğutucular

Islak-Kuru, Evaporatif veya Adyabatik Kuru Soğutucular olarak farklı adlandırmalara sahip bu sistemler, temel prensip olarak kuru soğutucular gibi çalışır. Sistemde gerektiğinde ek soğutma sağlayacak bir su spreyleme sistemi veya soğutucu evaporatif petekler bulunmaktadır. Spreylenen su ve soğutucu evaporatif petekler giriş havası akışında adyabatik soğutma etkisi meydana getirir. Bu sistemlerde giriş havası nemle doyurulur ve giriş hava sıcaklığı ortam yaş termometre sıcaklığına yaklaştırılmaya çalışılır. Islak-kuru soğutucular temel mantık aynı olmak üzere beş farklı biçimde uygulanabilir:

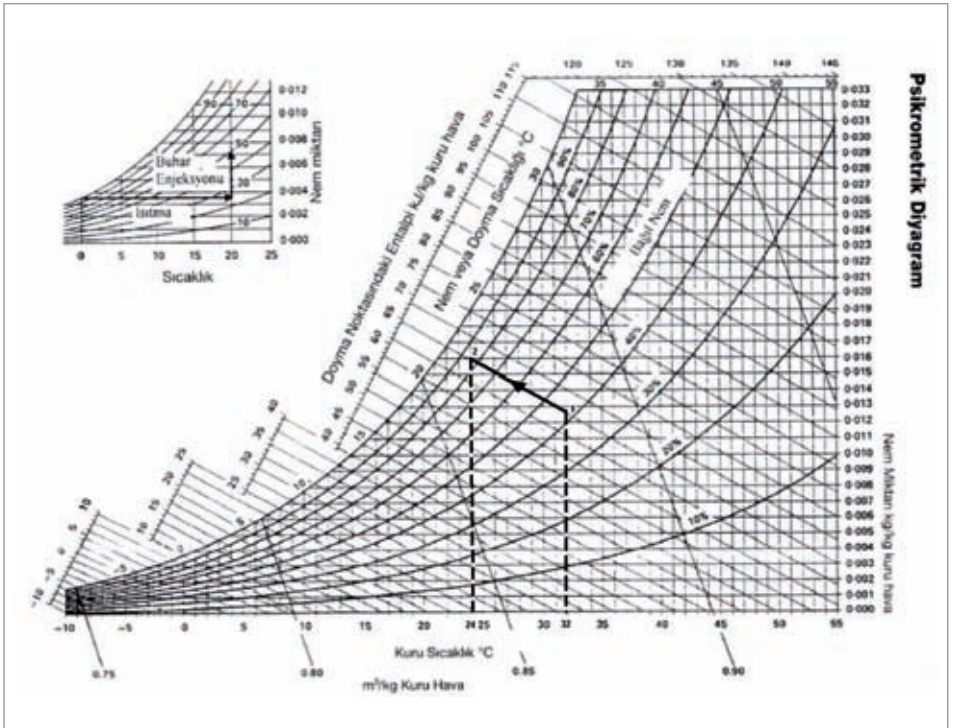
1. Doğrudan spreyleme sistemi
2. Sisleme sistemi
3. Ağ üzeri spreyleme sistemi
4. Ön soğutucu evaporatif petekli sistem
5. Hibrit sistemler

Islak-Kuru, Evaporatif veya Adyabatik olarak adlandırılan kuru soğutucu sistemlerde adyabatik verimlilik en önemli kavramdır. Adyabatik verimlilik aşağıdaki formül vasıtası ile hesaplanabilir:

$$\text{Adyabatik Verim} = \frac{T_{KT,1} - T_{KT,2}}{T_{KT,1} - T_{YT}}$$

Örnek olarak, Grafik 3'te psikrometrik diyagramdan da görüldüğü üzere, 32°C kuru termometre ve 22°C yaş termometre sıcaklığındaki (1. durumu) hava, kuru soğutucuya girmeden önce adyabatik ön soğutma işlemine tabi tutulur. Böylelikle 24°C kuru termometre sıcaklığına düşürülür (2. durumu). Psikrometrik diyagramda görüldüğü üzere hava %80'nin üzerinde bağıl neme ulaşmıştır. Eğer hava %100 bağıl neme doyurulabilseydi giriş sıcaklığı 22°C'ye düşürülebilecekti. Bu durumda örnekteki adyabatik verim:

$$\text{Adyabatik Verim} = \frac{32-24}{32-22} = \frac{8}{10} = 0.8 \rightarrow \%80 \text{ olarak gerçekleşir.}$$



Grafik 3. Psikrometrik diyagram üzerinden örnek noktaların gösterimi

Doğrudan Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru Soğutucular

Su püskürtme sistemi yıl boyunca yalnız en sıcak günlerindeki belli saatlerde termostat kontrollü olarak devreye girerek ihtiyaç duyulan ek soğutmayı gerçekleştirmek için kullanılmaktadır. Diğer zamanlarda kuru çalışma olacağı için sistemde su tüketimi yoktur. Spreyleme sistemi kuru soğutucuların yanı sıra hava soğutmalı su soğutma gruplarının kondenserlerine de uygulanabilir.

Aralıklı olarak yerleştirilmiş nozüllerden giriş havasına püskürtülen su zerrecikleri giriş havasını neme doyurmakta ve ortam yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmaktadır. Spreyleme sisteminde kullanılan suyun sertliği alınmış ve filtrelenmiş olması gerekir; aksi halde eşanjör kanatları üzerinde biriken kireç ve tortu, zamanla eşanjörün kapasitesini düşürecek ve ömrünün kılmasına neden olacaktır. Bu etkiyi önlemek için bir ağ sistemi üzerine su spreyleme yapılan Ağ Üzeri Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru soğutucular geliştirilmiştir.

Islak-Kuru Soğutucularda aşındırıcı etkiye karşı ek önlem olarak epoksi kaplı lamel kullanılmalıdır. Epoksi kaplama, ortamdaki tuz ve aside karşı oldukça yüksek dayanıma sahiptir. Ünitenin epoksi toz boyalı galvaniz sac ya da ileri korozif ortamlarda paslanmaz çelik olması tercih edilir. Su kulesine kıyasla suyun zararlı etkilerine çok daha az maruz kalmasına karşın, Islak-Kuru Soğutucuların uzun ömürlü olması için bu önlemlerin alınması önemlidir. Şekil 4.37'de doğrudan su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucu verilmiştir.



Şekil 4.37 Doğrudan su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucu

Giriş havasının neme doyurulabilmesi amacıyla harcanacak su miktarı kullanılan püskürtücüye ve püskürtme basıncına göre değişiklik gösterir. Seçim, ortam havasının bağıl nemine bağlıdır; bağıl nemi %100'e mümkün olduğunca yaklaştırmak için yeterli miktarda ve kalitede su püskürtüldüğünden emin olunmalıdır. Bu nedenle tamamen buharlaşacak miktardan bir miktar daha fazla su püskürtülür ve artan su ortamda sıvı olarak kalır. Bu önlem, püskürtme sisteminin performansında zamanla oluşabilecek kayıplara karşı da emniyet sağlar. Doğrudan su spreyleme sistemli Islak-kuru soğutucularda herhangi bir su haznesi yoktur.

Sisleme (Fogging) Sistemli Islak-Kuru Soğutucular

Doğrudan su spreyleme sistemlerine benzer bu uygulamada yüksek basınçta (70 bar) nozüllerden 35 mikronun altında püskürtülen su zerrecikleri giriş havasını nemlendirmekte ve ortam yaş termometre sıcaklığına yaklaştırmaktadır. Bu sistemde de spreyleme sisteminde olduğu gibi kullanılan suyun sertliği alınmış ve filtrelenmiş olması gerekir. Sisleme sistemli Islak-kuru soğutucularda herhangi bir su haznesi yoktur. Şekil 4.38'de sisleme sistemli ıslak-kuru soğutucu gösterilmiştir.



Şekil 4.38 Sisleme sistemli ıslak-kuru soğutucu

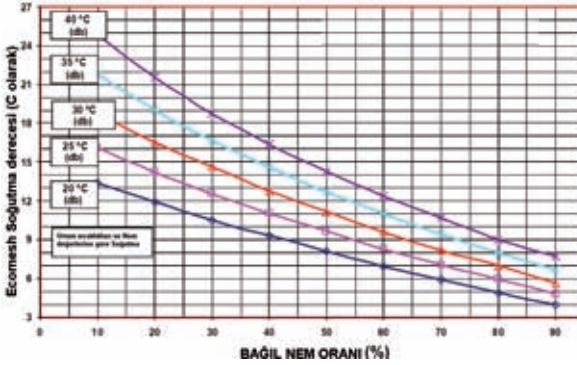
Ağ Üzeri (Ecomesh) Su Spreyleme Sistemli Islak-Kuru Soğutucular

Ağ üzeri (Ecomesh) su spreyleme sistemi, kuru soğutucuların ön kısmına yerleştirilmiş geniş sık gözlü ağ yapılı malzemenin üzerine belirli mesafelerde bulunan nozullardan aralıklı olarak sistemin ihtiyacı kadar su spreyleme ve spreylene suyun adyabatik olarak buharlaşması sonucu ısı değiştiricisi yüzeyine temas eden giriş havası sıcaklığının düşürülerek, soğutmada verimin artırılmasını sağlama mantığı ile çalışan sistemdir. Daha önce de açıklandığı üzere su spreyleme, giriş havası akışında adyabatik soğutma etkisi meydana getirir. Belirlenmiş set değerlerinin aşılması ile kontrol sistemi ısı değiştiricisine giren hava sıcaklığını düşürmek için su spreyleme sistemini başlatır. Çok kuru iklim şartlarında su spreyleme sistemi giriş havası için 15°C ile 20°C arası değerlere varan adyabatik soğutma sağlayabilir. Nem değerine ve ortam kuru termometre sıcaklığına karşın yapılabilecek soğutma değerleri Grafik 4'de verilmektedir.

Su spreyleme sisteminin çalışma süresi ve frekans ayarı, sistem performansının optimizasyonu ve su tüketiminin en aza indirilmesi amacı ile sürekli olarak kontrol cihazı tarafından sağlanır. Su, ısı değiştiricisi yüzeyine doğrudan püskürtülmediği, ağ yüzeyine püskürtüldüğü için lamellerin üzerinde kireç tabakası oluşmaz. Böylelikle ısı transfer verimliliğinin düşmesi engellenir. Bu sistemde su yumuşatma işlemine ayrıca gerek de kalmamaktadır. Şekil 4.39 A ve B'de Ağ üzeri (ecomesh) su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucu yapısı görülmektedir.



Şekil 4.39 A ve B Ağ üzeri (Ecomesh) su spreyleme sistemli ıslak-kuru soğutucu



Grafik 4. Nem değerine ve ortam kuru termometre sıcaklığına karşı yapılabilen soğutma (°C) (Not: Grafik 4'te verilen değerler Ağ (Ecomesh) üreticisi firma tarafından, ürünün zemine yakınlığı ve zemindeki hava sıcaklığının ortam sıcaklığından ortalama 3 °C daha yüksek olduğu kabulü ile hazırlanmıştır).

Kuru- Islak/Kuru Soğutucu seçiminde dikkat edilmesi gereken bir nokta, tasarımın ortam sıcaklığının yüksek olduğu zamanlarda ihtiyaç duyulan soğutma kapasitesini sağlayacak şekilde yapılması gerekliliğidir. Ancak, hava sıcaklığının daha düşük olduğu zamanlarda, istenen kapasitenin elde edilmesi için fanların hepsinin tam devirde çalışması gereksiz ve masraflı olur. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı üzerinden kontrol edilen sistemlerde, fanların düşük devirle çalıştırılması veya devreden çıkarılması ile sistem için uygun debide hava tedariki sağlanır. Otomatik kontrol ile birlikte çift devirli fanların, hız kontrol cihazlarının ve elektronik kontrollü EC fanların kullanılması sisteme ek enerji tasarrufu kazandıracaktır.

Tablo 4.9'da Ecomesh kontrol cihazı çalışma prensibi verilmiştir. Örneğin, operatör H=35°C bir üst ayar sıcaklığı tanımlamış ise, bu sıcaklığın altında spreyleme süresini

(1) 30 saniye ve iki spreyleme arası durma süresini (2) 30 saniye ayarlayabilir. Ortam sıcaklığı 35°C üzerine çıktığı zamanlar da ise spreyleme süresini (3) 60 saniye ve iki spreyleme arası durma süresini (4) 15 saniye ayarlayarak spreyleme yoğunluğunu değiştirebilir. (5) ve (6) no'lu ayarlar ile bağımsız kontrol yaptırma durumu da mevcuttur.

Tablo 4.9 Ağ Üzeri (Ecomesh) Spreyleme Kontrol Cihazı Çalışma Prensibi

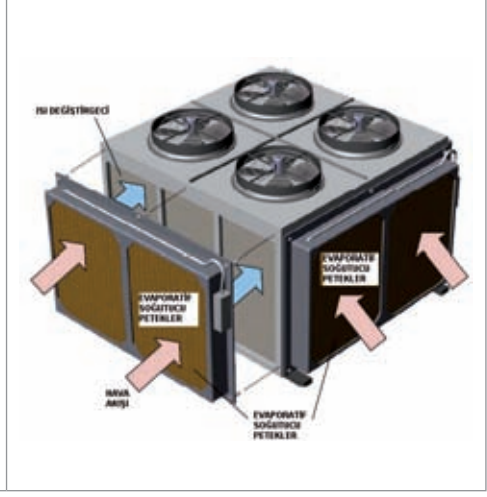
1.Durum: "t" ortam sıcaklığının L (Alt Sınır Ayar Sıcaklığı) ve H (Üst Sınır Ayar Sıcaklığı) arasında olması durumu		2.Durum: "t" ortam sıcaklığının H'nin (Üst Sınır Ayar Sıcaklığı) üzerinde olması durumu	
$L < t < H$		$t > H$	
1	Ortam sıcaklığının (t), belirlenen alt sınır set sıcaklığı (L) ile üst sınır set sıcaklığı (H) arasında bir değerde olması durumunda spreyleme yapılma süresi (Saniye)	3	Ortam sıcaklığının (t), belirlenen üst sınır set sıcaklığı (H) üzerinde bir değerde olması durumunda spreyleme yapılma süresi (Saniye)
2	Ortam sıcaklığının (t), belirlenen alt sınır set sıcaklığı (L) ile üst sınır set sıcaklığı (H) arasında bir değerde olması durumunda iki spreyleme arası zaman (Değer x 60 saniye)	4	Ortam sıcaklığının (t), belirlenen üst sınır set sıcaklığı (H) üzerinde bir değerde olması durumunda iki spreyleme arası zaman (Değer x 60 saniye)
3.Durum: Sıcaklık değerlerinden bağımsız olarak çalışma			
5	Sıcaklık değerlerinden bağımsız olarak çalışma durumunda spreyleme yapılma süresi (Saniye)		
6	Sıcaklık değerlerinden bağımsız olarak çalışma durumunda iki spreyleme arası zaman (Değer x 60 saniye)		

Evaporatif Ön Soğutuculu Kuru Soğutucular

Evaporatif ön soğutuculu kuru soğutucuların çalışmasındaki temel mantık da ortam sıcaklığını yaşı termometre sıcaklığına yaklaştırmaktır. Isı değiştirgeçlerinin ön kısmına yerleştirilen evaporatif peteklerin üzerinden şebeke basıncındaki suyun akıtılarak peteklerin ıslatılması vasıtası ile havanın geçerken evaporatif ön soğutması sağlanır. Ön soğutucuların tasarımları imalatçı firmalara göre farklılık göstermekle birlikte kasetleme malzemesi genellikle paslanmaz çeliktir. Petekler farklı kalınlıklarda imal edilebilirler. Su, ünitenin yukarısında yer alan dağıtım borusundan püskürtülür ve ünitenin altında toplanarak sirküle ettirilir. İlave su ise, taze su kullanılarak sağlanır. Şekil 4.40 A ve B'de evaporatif ön soğutuculu kuru soğutucu şematik olarak verilmektedir.



Şekil 4.40 A Evaporatif ön soğutuculu kuru soğutucu

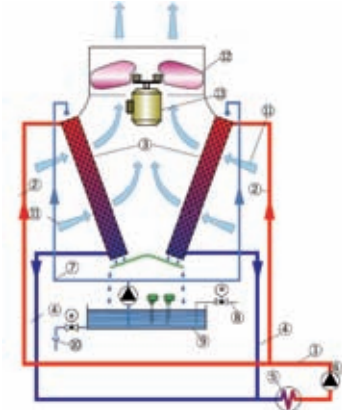


Şekil 4.40 B Evaporatif ön soğutuculu kuru soğutucu şematik

Ön soğutma performansı hava şartlarına ve ünite verimliliğine doğrudan bağlı olmasına karşın, BSRIA (Building Services Research and Information Association) hesapları bize Londra gibi bir yerde enerji tasarrufunun %10-12 olabileceğini göstermiştir. Evaporatif soğutucu peteklerin uygulanacakları ünitenin giriş havası basınç kaybını yükselteceği ve buna uygun fan ve motor seçimi yapmak gerekliliği unutulmamalıdır. Evaporatif ön soğutucu sistemin en büyük dezavantajı, havadan gelen toz ve kirin peteklerde toplanmasıdır. İyi bir temizlik ve bakım işlemi yapılmadığı sürece lejyonel vb. bakterilerin su haznesinde oluşması engellenemez. Dolayısıyla mutlaka sık periyotlarda bakım gerektirmektedir. Evaporatif soğutuculu sistemlerin işletme maliyetleri son derece düşüktür. Kış aylarında adyabatik ön soğutma gerekmediğinden, petekler kolayca sökülüp depolanabilir.

Hibrid Kuru Soğutucular

Spreyleme sistemli bir diğer ıslak-kuru soğutucu tip “Hibrid Kuru Soğutucu” olarak adlandırılan sistemdir. Temel olarak diğer adyabatik soğutucular ile aynı mantıkta çalışır. Bir su haznesinden sağlanan su doğrudan lameller üzerine verilmekte ve bu şekilde sirküle ettirilmektedir (Şekil 4.41 A, B, C). Bu sistemlerde suyun sertliğinin alınmış olması veya belirli zamanlarda hızla blöf edilmesi gerekir.



Şekil 4.41 A Hibrid kuru soğutucu

1. Proses soğutma dönüş hattı
2. Proses soğutma hattı giriş borusu
3. Kanatlı borulu bataryalar
4. Proses soğutma gidiş hattı
5. Proses ısı kaynağı
6. Soğutma devresi pompası
7. Nemlendirme - ıslatma suyu çevrimi
8. Besleme suyu
9. Su toplama haznesi
10. Atık su çıkışı
11. Giriş havası
12. Aksiyal fan
13. Aksiyal fan motoru



Şekil 4.41 B



Şekil 4.41 C

4.6.3 Verimlilik Artırma Yöntemleri

Kuru soğutucu ve hava soğutmalı chiller grubunun birlikte çalışması ile soğutma verimliliğinin incelenmesi aşağıda verilen örnek bir çalışma ile açıklanmıştır.

Kuru soğutucu ve hava soğutmalı chiller grubunun birlikte çalışması ile doğal soğutma verimliliğinin incelenmesi için, aşağıda kurgusu yazılmış bir senaryo ile ülkemizdeki 79 şehirde elde edilebilecek enerji kazancı hesaplanmıştır. Hesaplama-daki tüm kabul ve yaklaşımlar aşağıda verilmiştir:

1. Soğutma gereksinimi olan mekân, aydınlatma ve insan yoğunluğun yüksek olduğu, restoranların sürekli çalıştığı bir iş ve alışveriş merkezi olarak kabul edilmiştir. Mekânın enerji yoğun karakterinden dolayı geçiş mevsimlerinde ve kış aylarında dahi soğutmaya gerek duyulmaktadır.
2. Binada günlük 16 saat/365 gün boyunca soğutma istenmektedir.
3. Sistemdeki toplam soğutma yükü, geçiş mevsimlerinde ve kış aylarında sabit yük olarak 130 kW kabul edilmiştir. (Mevsimsel değişimlerin getireceği ısı yükü değişiminin etkileri hesaplamanın anlaşılabilirliği ve kolaylığı açısından eklenmemiş, yük sabit alınmıştır).
4. Soğutmanın mahallerde değişken soğutma yüküne karşılık verebilen değişken hava debili (VAV) cihazlar ve belirli bölgelerde tavan tipi fancoiller ve paket-tavan tipi sulu santraller ile yapılacağı varsayılmıştır.
5. Su rejimi soğutma suyu gidiş sıcaklığı = 12°C, soğutma suyu dönüş sıcaklığı = 16°C olarak kabul edilmiştir.
6. Hesaplamalar doğal soğutma ile enerji tasarrufunun ne miktarda olduğunu belirlemeye yönelik olduğu için, karşılaştırmaya ve hesaplamaya konu olan sıcaklık aralıkları 16°C ve altındadır.
7. Doğal soğutma ile enerji verimliliği incelemesi detaylıca ilk olarak Ankara şehrimiz için yapılmış, sonrasında aynı yöntem kullanılarak tüm şehrimizde doğal soğutma ile enerji verimliliği hesaplanmıştır. Farklı şehirlerimize ait bin verileri D.M.İ kaynaklarından alınmıştır.
8. Çalışma bölgeleri ve çalışma senaryoları kabulü şu şekilde yapılmıştır (Tablo 4.10):

%100 mekanik soğutma aralığı: Ortam havası sıcaklığı, soğutma suyu dönüş sıcaklığının üzerinde olduğu zamanlar %100 mekanik soğutma gereklidir. $T_{\text{ortam}} \geq 15^{\circ}\text{C}$ olduğu zaman mekanik soğutma bölgesine girilir. Kondenser fanları ve kompresör %100 yükte çalışmaktadır. Kuru soğutucu çalışmamaktadır.

Kısmi doğal soğutma (yük paylaşımı) aralığı: $14^{\circ}\text{C} \geq T_{\text{ortam}} \geq 7^{\circ}\text{C}$ olduğu zamanlar kısmi soğutma aralığında çalışma kabul edilmiştir.

9. Ortam havası sıcaklığı dönüş suyu sıcaklığının en az 2°C altına düşmesi ile birlikte ($T_{\text{ortam}} = 16^{\circ}\text{C} - 2^{\circ}\text{C} = 14^{\circ}\text{C}$) kuru soğutucu, ön soğutucu olarak, çalışmaya başlamaktadır. Su soğutma grubuna gönderilen dönüş suyu sıcaklığının düşmesi nedeni ile kompresör yükü de oransal olarak düşmektedir. Çalışmada, soğutma grubu kompresörünün oransal olarak kapasite kontrollü olduğu varsayılmış ve buna uygun kompresör seçimi yapılmıştır. Ancak, hesaplamada kolaylık açısından belirli sıcaklıklar ve bu sıcaklıklara karşılık gelen oranlar kullanılmıştır. Oransal kontrol ile hesaplanan kazancın bir miktar daha üzerine çıkacağı hesaba katılmalıdır. Ayrıca, kuru soğutucu ve kondenser fanlarının adım (step) kontrollü olarak çalıştığı kabul edilmiştir.

%100 kuru soğutucu ile doğal soğutma aralığı: Ortam havası sıcaklığı soğutma suyu gidiş sıcaklığının en az 5°C altında ve daha düşük sıcaklıklarda ($T_{\text{ortam}} \leq 7^{\circ}\text{C}$) tamamen kuru soğutucu çalışır. Su soğutma grubu çalışmaz.

10. Karşılaştırmada kuru soğutucu olarak -enerji verimliliği sınıflarının verimlilik, maliyet ve geri dönüş sürelerine etkisinin de açıklıkla görülmesi için A sınıfı, C sınıfı ve E sınıfı üç farklı enerji sınıfından ürün seçilmiştir.
11. Tablo 4.10'da A sınıfı Kuru Soğutucu değerleri verilmiştir. (C ve E sınıfı ürünler için fan sayıları ve adım kontrollü olarak fanların devreye girip çıkması için değişim sıcaklıkları farklı olabilir.) A, C ve E sınıfı ürünlere ait detaylı hesaplama değerleri Tablo 4.12'de birlikte görülmektedir.

Tablo 4.10 Kuru Soğutucu ve Soğutma Grubu Birlikte Çalışma Senaryosu (Ankara)

Sıcaklık tekrar sıklığı (saat/Yıl)	2	14	52	140	318	575	823	878	876	851	866	899			
Günlük 16 saat çalışma için tekrar sıklığı (saat/Yıl)	1,3	9,3	34,7	93,3	212	383,3	548,7	585,3	584	567,3	577,3	599,3			
Sıcaklık aralığı (°C)	-18/- 15	-15/- 12	-12/-9	-9/-6	-6/-3	-3/0	0/3	3/6	6/9		9/12		12/15		15/18
Çalışma Aralığı	%100 Doğal Soğutma 4 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 6 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 8 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 10 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 10 Fan Çalışır		
	%100 Doğal Soğutma 4 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 6 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 8 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 10 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 10 Fan Çalışır		
	%100 Doğal Soğutma 4 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 6 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 8 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 10 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 10 Fan Çalışır		
	%100 Doğal Soğutma 4 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 6 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 8 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 10 Fan Çalışır			%100 Doğal Soğutma 10 Fan Çalışır		
Notlar:															
1. Kısmi bölge yük ve güç hesapları için kullanılan sıcaklık değerleri 6 / 9°C aralığı için 8,5 °C; 9 / 12°C aralığı için 11 °C; 12 / 15°C aralığı için 13,5 °C'dir. bu sıcaklıklarda kuru soğutucunun ön soğutma yapması ile (oransal olarak kontrol edilen yükte) kompresöre düşen yük sırasıyla %20, %45 ve %72 olmaktadır.															
2. Hava giriş sıcaklığının düşmesiyle birlikte kuru soğutucu fanları da adım (step) kontrollü olarak devreden çıkmaktadırlar ve fan güçleri azalmaktadır. yapılan hesaplamalarda fanların kontrol ile çalışmayı durdurma sıcaklıkları yukarıdaki aralıklarından 1-2°C farklılık göstermekle birlikte hesap kolaylığı açısından meteorolojik sıcaklık aralıkları fan kontrolleri için de değişim bölgeleri kabul edilmiştir.															

Kuru soğutucu ve soğutma grubunun kapasite, güç ve yük paylaşım değerleri belirli sıcaklık derecelerine bağlı olarak Tablo 4.11A'da verilmektedir.

Tablo 4.11A. Kuru Soğutucu ve Soğutma Grubu kapasite, güç ve yük paylaşım oranları

Sistem Soğutma Kapasitesi (kW)	132,1	132,51	132,9	135,9	132,1	132,1	132,1	132,1	132,1	132,1	132,1	132,1
Kuru Soğ.+Soğutma grubu Güç (kW)	23,54	20,44	14,68	8,58	2,00	1,60	1,60	1,20	1,20	0,80	0,80	0,80
Toplam Soğutma Grubu Gücü (kW)	23,54	18,44	12,68	6,58	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Kondenser Fanları Gücü (kW)	6,24	6,24	4,68	3,12	0	0	0	0	0	0	0	0
Kompresör Yüğü (%)	100,0	72,9	45,6	20,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Kompresör Kapasitesi / Gücü Oranı	7,6	7,9	7,5	7,6	-	-	-	-	-	-	-	-
Kompresör Gücü (kW)	17,3	12,2	8	3,46	0	0	0	0	0	0	0	0
Kompresör Kapasitesi (kW)	132,1	96,3	60,2	26,4	0	0	0	0	0	0	0	0
Kuru Soğutucu Yüğü (%)	0,0%	27,4	55,0	82,9	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
Kuru Soğ. Kapasitesi / Gücü Oranı	0,0	18,1	36,4	54,8	66,1	82,6	82,6	110,1	110,1	165,1	165,1	165,1
Kuru Soğutucu Gücü (kW)	0,00	2,00	2,00	2,00	2,00	1,60	1,60	1,20	1,20	0,80	0,80	0,80
Kuru Soğutucu Kapasitesi (kW)	0	36,21	72,7	109,5	132,1	132,1	132,1	132,1	132,1	132,1	132,1	132,1
Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	15°C üstü	13-14°C	(9/12) 10-11-12°C	8-9°C	3 / 7°C	0 / 3°C	-3 / 0°C	-6 / -3°C	-9 / -6°C	-12 / -9°C	-15 / -12°C	-18 / -15°C
Çalışma Bölgesi	%100 Mekanik Soğutma	Kısmi Soğutma			% 100 Doğal Soğutma							

Soğutma Sistemi için farklı senaryolarda kullanılan soğutma grubu ve A, C ve E sınıfı kuru soğutucuların güç değerlerinin hesabı Tablo 4.11B’de verilmektedir. Tablo 4.11B değerleri, hem Tablo 4.11A hem de Tablo 4.12 için güç değeri hesap tablosudur.

Tablo 4.11B. Çalışma Senaryoları İçin Güç Hesapları

Sıcaklık Aralığı (°C)	-18/-15	-15/-12	-12/-9	-9/-6	-6/-3	-3/0	0/3	3/6	6/9			9/12			12/15			15/18
									7	8	9	10	11	12	13	14	15	
%100 MEKANİK SOĞUTMA SENARYOSU İÇİNDE SOĞUTMA GRUBU GÜÇ HESABI																		
Kompresör gücü (%100) (kW) *	14,83								14,83			15,61			16,44			17,30
Fan gücü (kW) *	3,12								3,12			4,68			6,24			6,24
Soğutma Grubu gücü (kW)	1795								1795			20,29			22,68			23,54
* Kondenser hava giriş sıcaklığının düşmesiyle birlikte kompresör verimi artmaktadır. bu nedenle kompresör gücü düşmektedir. bunun yanı sıra kondenser fanları adım (step) kontrollü olarak devreden çıkmaktadır ve fan güçleri de azalmaktadır.																		
KISMI SOĞUTMA ÇALIŞMASI SENARYOSU İÇİNDE SOĞUTMA GRUBU GÜÇ HESABI																		
Kompresör gücü (% Kısmi) (kW) *	0,00								3,46			8,00			12,20			-
Fan gücü (kW) *	0,00								3,12			4,68			6,24			-
Soğutma Grubu gücü (kW)	0,00								6,58			12,68			18,44			0,00
KISMI VE %100 DOĞAL SOĞUTMA SENARYOSU İÇİN A SINIFI KURU SOĞUTUCU GÜÇ HESABI																		
Fan gücü (kW) **	0,80	0,80	0,80	1,20	1,20	1,60	1,60	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	0,00	
** Hava giriş sıcaklığının düşmesiyle birlikte kuru soğutucu fanları da adım (step) kontrollü olarak devreden çıkmaktadır ve fan güçleri azalmaktadır. yapılan hesaplamalarda fanların kontrol ile çalışmayı durdurma sıcaklıkları yukarıdaki aralıklarından 1-2 c farklılık göstermekle birlikte meteorolojik sıcaklık aralıkları fan kontrolleri içinde temel aralık kabul edilmiştir.																		
KISMI SOĞUTMA SENARYOSU A SINIFI KURU SOĞUTUCU İLE TOPLAM GÜÇ HESABI																		
Toplam güç (kW)	0,80	0,80	0,80	1,20	1,20	1,60	1,60	2,00	2,00	8,58	20,44	14,68	20,44	0,00				

Tablo 4.11B. Çalışma Senaryoları İçin Güç Hesapları (devamı)

KİSMİ VE %100 DOĞAL SOĞUTMA SENARYOSU İÇİN C SINIFI KURU SOĞUTUCU GÜÇ HESABI										
Fan gücü (kw) **	1,32	1,98	1,98	2,64	2,64	3,30	3,96	3,96	3,96	0,00
** Hava giriş sıcaklığının düşmesiyle birlikte kuru soğutucu fanları da adım (step) kontrollü olarak devreden çıkmaktadırlar ve fan güçleri azalmaktadır.										
KİSMİ SOĞUTMA SENARYOSU C SINIFI KURU SOĞUTUCU İLE TOPLAM GÜÇ HESABI										
Toplam güç (kw)	1,32	1,98	1,98	2,64	2,64	3,30	3,96	10,54	16,64	22,68
										Bu bölgede verimsizdir. Bu nedenle %100 Mekanik Soğutma
KİSMİ VE %100 DOĞAL SOĞUTMA SENARYOSU İÇİN E SINIFI KURU SOĞUTUCU GÜÇ HESABI										
Fan gücü (kw) **	4,00	4,00	4,00	6,00	6,00	8,00	10,00	10,00	10,00	0,00
** Hava giriş sıcaklığının düşmesiyle birlikte kuru soğutucu fanları da adım (step) kontrollü olarak devreden çıkmaktadırlar ve fan güçleri azalmaktadır.										
KİSMİ SOĞUTMA SENARYOSU E SINIFI KURU SOĞUTUCU İLE TOPLAM GÜÇ HESABI										
Toplam güç (kw)	4,00	4,00	4,00	6,00	6,00	8,00	10,00	17,95	20,29	22,68
Bu şartlarda E sınıfı bir ürün ancak %100 doğal soğutma bölgesinde kullanılabilir.							Bu şartlarda E sınıfı bir ürün verimli değildir. Bu nedenle % 100 mekanik soğutma yapılmaktadır.			

Tablo 4.11A ve B için notlar:

1. Karşılaştırmada kuru soğutucu olarak, A , C ve E sınıfı üç farklı enerji sınıfından ürün seçilmiştir.
2. A sınıfı ürün FYKS 80 25 D 4 2,5 D E (10 Fanlı); C sınıfı ürün FYKS 63 26 D 4 3,2 L (12 Fanlı); E sınıfı ürün FYKS 80 15 D 3 2,5 S (5 Fanlı) modelleri seçilmiştir.
3. Soğutma kompresörü oransal kontrol edilebilen RC2-100B model Vidalı Kompresördür.
4. Soğutma grubu kondenseri hava soğutmalı FUH YK 63 24 C1 2,5 S modeli seçilmiştir.
5. Tablo 4.11A sadece A sınıfı kuru soğutucu içindir.
6. Tablo 4.11A'da (*) yıldız ile işaretli kapasite değerleri 3 yollu vananın dönüş ve gidiş suyunu karıştırması ile 132 kW olmaktadır. Diğer türlü kapasite yükselmekte, gidiş suyu sıcaklığı 10°C'nin altına düşmektedir.
7. Kuru Soğutucuların farklı giriş sıcaklıklarındaki kapasite hesabı sabit akışkan debisi ile yapılmıştır.
8. Yapılan hesaplamalarda fanların adım (step) kontrol ile devre dışı kalma sıcaklıkları tabloda belirtilen sıcaklık aralıklarından 1-2°C farklılık göstermekle birlikte, meteorolojik sıcaklık aralıkları temel aralıklar kabul edilmiştir. Farklı kuru soğutucular için farklı fan adım (step) kontrol sıcaklıkları olabilir. Fan sayısı ve sıcaklık değişim bölgesine bağlı olarak güçler değişiklik gösterebilir.
9. Hesap aralığı -18/-15 ve +18/+15°C olarak kabul edilmiştir.
10. Pompalama güçleri karşılaştırma hesabına katılmamıştır.
11. Kuru soğutucu ve kondenser fanlarının adım (step) kontrollü olarak çalıştığı kabul edilmiştir.
12. Yukarıdaki değerler üretici firmaların ürün seçim programları kullanılarak bulunmuştur.

Tablo 4.12'de Ankara şehrimiz için kuru soğutucu ve soğutma grubu birlikte çalışma senaryosunda enerji kazancı hesabı verilmektedir. Tablo 4.13'de ülkemizdeki şehirlerde doğal soğutma ile elde edilebilecek enerji kazancı hesabı verilmektedir.

Tablo 4.12 Kuru Soğutucu ve Soğutma Grubu Birlikte Çalışma Senaryosu (Ankara)

Sıcaklık Tekrar Sıklığı (saat/ Yıl)	2	14	52	140	318	575	823	878	876	851	866	899		
Günlük 16 Saat Çalışma için Tekrar Sıklığı (saat/ Yıl)	1,3	9,3	34,7	93,3	212,0	383,3	548,7	585,3	584,0	567,3	577,3	599,333		
Sıcaklık Aralığı (°C)	-18/-15	-15/-12	-12/-9	-9/-6	-6/-3	-3/0	0/3	3/6	6/9	9/12	12/15	15/18		
	15	12							7	8	9	13	14	15
%100 MEKANİK SOĞUTMA														
Harcanan Enerji (kW/h)	1795	1795	1795	1795	1795	1795	1795	1795	1795	1795	22,68	23,54	23,54	23,54
Harcanan Toplam Enerji (kW)	23,9	167,5	622,3	1675,3	3805,4	6880,8	9848,6	10506,7	3494,3	3494,3	4364,6	4364,6	-	-
Saatlik Enerji Bedeli(€/kWh)	0,09 €													
Harcanan Enerji Bedeli (€)	2 €	15 €	56 €	151 €	342 €	619 €	886 €	946 €	314 €	314 €	393 €	393 €	-	-
TOPLAM Harcanan Enerji Bedeli (€)	5.783 €													

Tablo 4.12 Devamı

KISMI SOĞUTMA: A SINIFI KURU SOĞUTUCU KULLANIMI İLE KARŞILAŞTIRMA														
Harcanan Enerji (kW/h)	0,8	0,8	0,8	1,2	1,2	1,6	1,6	2	2	8,58	8,58	14,68	20,44	20,44
Harcanan Toplam Enerji (kW)	1,1	7,5	27,7	112,0	254,4	613,3	877,9	1170,7	1670,2	1670,2	1670,2	8328,5	3933,6	3933,6
Saatlik Enerji Bedeli (€/kWh)	0,09 €													
Harcanan Enerji Bedeli (€)	0 €	1 €	2 €	10 €	23 €	55 €	79 €	105 €	150 €	150 €	150 €	750 €	354 €	354 €
TOPLAM	2.184 €													
Harcanan Enerji Bedeli (€)														
HESAPLAR	YILLIK KAZANÇ (EURO)				VERİMLİLİK (%)							YATIRIM GERİ DÖNÜŞÜ (YIL)		
	3.598 €				% 62,23							3,6		

Tablo 4.12 Devamı

KİSMİ SOĞUTMA: C SINIFI KURU SOĞUTUCU KULLANIMI İLE KARŞILAŞTIRMA													
Harcanan Enerji (kW/h)	1,98	1,98	1,98	2,64	2,64	3,3	3,96	3,96	3,96	10,54	10,54	22,68	23,54
Harcanan Toplam Enerji (kW)	2,6	18,5	68,6	246,4	559,7	1265,0	2172,7	2317,9	2051,8	2051,8	2051,8	4364,6	-
Saatlik Enerji Bedeli (€/kWh)	0,09 €												
Harcanan Enerji Bedeli (€)	0 €	2 €	6 €	22 €	50 €	114 €	196 €	209 €	185 €	185 €	185 €	393 €	-
TOPLAM Harcanan Enerji Bedeli (€)	2.788 €												
HESAPLAR	YILLIK KAZANÇ (EURO)					VERİMLİLİK (%)					YATIRIM GERİ DÖNÜŞÜ (YIL)		
	2.995 €					% 51,79					4,1		

Tablo 4.12 Devamı

KISMI SOĞUTMA: E SINIFI KURU SOĞUTUCU KULLANIMI İLE KARŞILAŞTIRMA														
Harcanan Enerji (kW/h)	4	4	4	4	6	6	8	8	10	10	17,95	17,95	20,29	22,68
Harcanan Toplam Enerji (kW)	5,3	37,3	138,7	560,0	1272,0	3066,7	4389,3	5853,3	3494,3	3494,3	3494,3	3494,3	11511,2	4364,6
Saatlik Enerji Bedeli (€/kWh)	0,09 €													
Harcanan Enerji Bedeli (€)	0 €	3 €	12 €	50 €	114 €	276 €	395 €	527 €	314 €	314 €	314 €	314 €	1.036 €	393 €
TOPLAM	4.144 €													
Harcanan Enerji Bedeli (€)														
HESAPLAR	YILLIK KAZANÇ (EURO)				VERİMLİLİK (%)				YATIRIM GERİ DÖNÜŞÜ (YIL)					
	1.639 €				% 28,34				5,5					

Tablo 4.13 Türkiye’deki Şehirlerde Doğal Soğutma ile Elde Edilebilecek Enerji Kazancı Tablosu

Şehirler		Sıcaklık Tekrarlanma Sıklığı (saat/Yıl)												Enerji Kazancı (%)		
Sıcaklık (°C)		-18/-15	-15/-12	-12/-9	-9/-6	-6/-3	-3/0	-3/0	3/6	6/9	9/12	12/15	15/18	A Sınıfı	C Sınıfı	E Sınıfı
1	Erzurum	176	246	332	461	601	712	849	772	811	789	712	630	71	61	39
2	Hakkari	29	88	203	359	599	794	831	659	616	661	630	704	70	60	39
3	Ardahan	234	333	435	530	623	724	757	793	902	923	760	590	70	60	39
4	Ağrı	170	213	290	373	572	678	786	671	695	774	728	663	69	60	38
5	Kars	202	285	411	504	596	691	775	746	839	900	824	651	69	59	38
6	Muş	116	167	233	294	485	683	826	585	631	693	709	695	69	59	37
7	Bitlis	13	42	114	252	474	858	1085	788	734	795	770	689	68	57	35
9	Van	22	70	149	287	470	748	941	827	781	803	785	802	67	57	34
8	Bayburt	102	186	300	433	577	728	843	805	887	978	881	694	67	57	34
10	Bingöl	21	48	98	198	368	639	917	768	722	704	682	696	67	56	33
12	Tunceli	21	42	85	175	300	534	911	791	743	710	694	691	66	55	33
11	İğdir	22	48	104	207	440	723	691	649	661	724	740	787	66	55	33
13	Erzincan	29	61	131	253	425	639	781	787	812	820	795	812	65	55	32
15	Elazığ	3	16	53	136	305	573	836	837	787	750	692	705	65	54	32
14	Sivas	54	98	178	292	460	658	865	844	859	934	947	808	64	54	32
16	Yozgat	17	52	122	272	467	680	940	930	894	928	984	838	64	54	31
18	Çankırı	8	22	60	167	358	659	943	874	826	831	869	867	64	54	30
17	Konya	9	33	76	169	373	643	796	847	843	808	808	835	64	54	30
19	Kayseri	28	61	121	237	416	680	804	804	864	907	886	780	64	53	30
21	Malatya	0	4	32	103	253	540	795	833	792	728	693	715	63	53	30
20	Gümüşhane	20	47	113	261	475	702	859	846	890	946	995	940	63	53	30
22	Kastamonu	2	17	55	133	378	802	1034	940	903	965	996	866	63	53	30
23	Eskişehir	2	12	52	168	365	708	870	887	904	876	920	886	63	53	29
24	Kırşehir	13	39	83	182	347	579	824	825	847	872	861	903	63	52	29
25	Çorum	8	16	55	153	348	664	950	899	918	948	943	862	62	52	29
26	Kırıkkale	5	12	33	118	278	561	833	885	842	823	826	890	62	52	28
28	Ankara	2	14	52	140	318	575	823	878	876	851	866	899	62	52	28
27	Nevşehir	11	35	95	224	372	545	807	959	937	954	946	866	62	52	28
29	Niğde	20	42	97	198	341	586	776	814	879	912	919	907	62	52	28
30	Afyon	2	13	63	149	332	598	797	917	947	916	924	893	62	51	28
31	Kütahya	2	13	45	144	343	652	822	937	969	968	976	926	61	51	27
32	Aksaray	9	29	73	159	283	511	753	793	892	883	881	896	61	50	27
33	Karaman	17	36	70	162	336	520	654	811	914	907	874	881	61	50	27
34	İsparta	0	2	20	86	240	528	802	939	1078	975	844	833	60	50	26
35	Diyarbakır	4	9	25	64	177	379	666	787	864	797	701	650	60	49	26
36	Bolu	3	20	45	105	275	667	925	901	985	1061	1090	946	60	49	25
37	Uşak	0	0	7	50	186	423	748	981	1065	940	873	876	59	48	24
38	Edirne	0	2	13	55	166	414	749	880	871	864	886	961	59	48	24
39	Siirt	0	1	10	30	79	281	670	869	890	782	685	644	59%	48%	24

Tablo 4.13 Türkiye’deki Şehirlerde Doğal Soğutma ile Elde Edilebilecek Enerji Kazancı
Tablosu (Devamı)

Şehirler	Sıcaklık Tekrarlanma Sıklığı (saat/Yıl)												Enerji Kazancı (%)		
Sıcaklık (°C)	-18/-15	-15/-12	-12/-9	-9/-6	-6/-3	-3/0	-3/0	3/6	6/9	9/12	12/15	15/18	A Sınıfı	C Sınıfı	E Sınıfı
40 Mardin	0	0	1	19	99	297	613	881	870	798	664	620	59	48	24
41 Burdur	0	0	4	52	176	406	689	949	1077	935	841	867	58	48	24
42 Bilecik	0	0	3	26	174	491	811	904	923	936	975	1088	58	48	23
43 Amasya	2	4	8	36	147	428	751	874	887	888	903	987	58	48	23
44 Artvin	0	0	2	30	159	477	846	915	892	929	1037	1231	58	47	23
45 G.Antep	0	0	2	20	84	294	638	920	958	857	738	705	58	47	22
46 Tokat	3	7	21	71	209	476	767	807	885	1003	1019	1028	57	47	22
47 Kırklareli	0	1	9	55	140	359	770	883	905	964	938	963	57	47	22
48 Karabük	0	0	0	10	109	381	750	948	965	934	1054	1085	56	46	22
49 Batman	0	5	20	34	96	273	540	755	871	847	756	705	56	45	21
50 Bartın	0	0	3	15	74	336	725	969	1112	1034	1063	1050	55	44	20
51 Balıkesir	0	0	1	12	68	251	572	825	1013	972	932	909	53	43	20
52 Adıyaman	0	0	0	6	40	151	464	811	971	887	737	687	53	43	18
53 Bursa	0	0	2	5	36	237	568	810	1028	981	942	985	53	42	18
54 K.Maraş	0	0	0	3	30	155	420	775	977	925	788	708	52	41	17
55 Tekirdağ	0	0	1	14	60	183	498	893	1074	1084	969	1002	52	41	17
57 Adapazarı	0	0	0	2	22	152	545	886	1053	977	1035	1090	51	41	17
56 Muğla	0	0	0	4	47	220	487	781	1153	1113	868	805	51	41	16
58 Zonguldak	0	0	0	0	12	122	505	1018	1024	989	1120	1228	51	41	16
59 Kocaeli	0	0	0	1	14	115	502	852	1025	978	994	1097	51	40	16
60 Şanlıurfa	0	0	0	2	23	99	323	687	951	902	749	657	50	39	16
61 Denizli	0	0	0	3	31	171	418	684	930	1023	923	848	49	39	16
62 İstanbul	0	0	0	0	15	95	389	913	1144	1090	1025	983	49	39	15
63 Kilis	0	0	0	0	12	80	298	713	1059	976	794	733	49	38	14
64 Manisa	0	0	0	0	13	137	363	668	932	973	899	858	49	38	14
65 Yalova	0	0	0	0	8	88	398	836	1088	1091	1042	1095	48	38	14
66 Çanakkale	0	0	0	1	27	152	405	738	981	1048	1126	1017	48	37	14
67 Samsun	0	0	0	0	9	68	350	836	1177	1104	1087	1134	47	37	13
68 Rize	0	0	0	0	3	52	392	820	1178	1155	1067	1114	47	37	13
69 Ordu	0	0	0	0	3	63	358	811	1221	1154	1089	1099	47	36	13
70 Sinop	0	0	0	0	4	48	287	845	1357	1153	1074	1080	47	36	12
71 Trabzon	0	0	0	0	6	54	286	788	1205	1095	1044	1141	47	36	12
72 Giresun	0	0	0	0	0	42	290	785	1252	1114	1085	1123	46	36	12
73 Aydın	0	0	0	0	2	59	245	478	810	1066	1082	995	42	31	10
74 Antakya	0	0	0	0	2	35	160	362	736	1055	992	918	39	29	8
75 İzmir	0	0	0	0	0	25	162	440	749	1056	1142	990	39	29	8
76 Antalya	0	0	0	0	0	6	103	336	755	1080	1113	1138	36	26	6
77 Adana	0	0	0	0	0	12	71	274	635	1024	1023	986	35	25	6
78 Mersin	0	0	0	0	0	2	42	170	480	943	1108	1148	31	21	4

Şekil 4.42’de verilen prensip şeması plastik sektörüne yönelik olarak 2002 yılında İstanbul’da yapılmış bir uygulamaya aittir. Sistemde mevsimsel dış hava sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma grubu devreden çıkarılmakta, kalıp ve yağ soğutma için doğal soğutma kullanılmaktadır. Böylelikle sistemde enerji verimliliği sağlanmaktadır. Çalışma otomatik kontrol sistemi ile kumanda edilmektedir.

Doğal soğutma bataryası hava soğutmalı grubun kondenseri ile entegre olarak aynı kaset içerisinde yer almaktadır. Böylelikle ünitenin kompakt bir yapıda olması da sağlanmıştır. Soğutma sisteminin kurulu olduğu fabrika plastik sektörü içerisinde faaliyet göstermekte, giyim askıları imalatı yapmaktadır.

Fabrika 12 ay, 6 gün/24 saat üretim yapmaktadır. Toplam 7 adet enjeksiyon makinesi prensip şeması verilen entegre doğal soğutma bataryalı hava soğutmalı su soğutma grubuna bağlı çalışmaktadır. Sistem yaz konumunda 4 ay (Haziran - Eylül); kış konumunda 8 ay (Ekim - Mayıs) çalışmaktadır.

Yaz Konumunda (Haziran - Eylül)

1. Kalıpları soğutmak için soğutma grubu çalıştırılmaktadır. Soğutma suyu çalışma sıcaklık aralığı alt sınır değeri: 24,5°C, üst sınır değeri: 26°C’dir. Sistemde chiller grubu saatte toplam 30 dakika beklemekte, 30 dakika çalışmaktadır. Üretilen giyim askılarının malzemesi polistren ve polipropilendir. Üreticinin yaptığı çeşitli denemeler sonrasında kalıpların daha düşük sıcaklıklarda soğutulmasının üretilen bu ürünün üretim hızını çok fazla etkilemediği, ihmal edilebilir düzeyde olduğu görülmüştür. Bu nedenle de yüksek sıcaklıkta kalıp soğutulması yapılmaktadır. Ürün için farklı bir malzeme kullanılması veya ürün kalınlıklarının artması durumunda daha düşük sıcaklıkta kalıp soğutma suyuna ihtiyaç duyulabilir ve düşük sıcaklıkta su kullanımı ile üretim hızı artırılabilir.

2. Enjeksiyon makineleri hidrolik yağı soğutulması için entegre doğal soğutma bataryası (Entegre kuru soğutucu ünitesi) kullanılmaktadır. Yağ soğutma için soğutma suyu çalışma sıcaklık aralığı alt sınır değeri: 30°C, üst sınır değeri: 36°C’dir. Mevsim normallerinin üzerindeki aşırı hava sıcaklıklarında plakalı eşanjör devreye girmektedir.

Kış Konumunda (Ekim - Mayıs)

1. Kalıpları soğutmak için entegre doğal soğutma bataryası (Entegre kuru soğutucu ünitesi) kullanılmaktadır. Chiller grubu kapalıdır. Soğutma suyu çalışma sıcaklık aralığı alt sınır değeri: 24,5°C, üst sınır değeri: 26°C’dir. Altı fandan oluşan ünitenin ikisi sürekli çalışmakta, diğer fanlar termostat kontrolü ile sisteme girmektedir (Bunun yanı sıra Ocak ve Şubat aylarında bazı günlerde Lodos estiği zaman oluşan hava akımı fanları kendisi çevirmekte böyle durumlarda fanlar günde sadece 5 saat çalışmakta, ek bir enerji kazancı sağlamaktadır. Bu durumun oluşma zamanları belirsiz olduğundan dolayı uygulama için yapılan analizde dikkate alınmamıştır.).

2. Enjeksiyon makineleri hidrolik yağı soğutulması için entegre doğal soğutma bataryası (Entegre kuru soğutucu ünitesi) kullanılmaktadır. Yağ soğutma için soğutma suyu çalışma sıcaklık aralığı alt sınır değeri: 24,5°C, üst sınır değeri: 26°C'dir. Yağ sıcaklığı kışın düşük kaldığından makinelere giden hattaki su debisi ayarlanarak yağ sıcaklığı istenilen değerde tutulmaktadır.

Tablo 4.14 Varolan sisteminin çalışma durumu ve doğal soğutma olmaması senaryosundaki durum

Soğutma İşlemi	Ocak	Şubat	Mart	Nisan	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül	Ekim	Kasım	Aralık
VAROLAN DURUM												
Kalıp Soğutma	Kuru Soğutucu					Soğutma Grubu(Chiller)		Kuru Soğutucu				
Yağ Soğutma						Kuru Soğutucu						
DOĞAL SOĞUTMA UYGULANMAMASI SENARYOSUNDAKİ DURUM												
Kalıp Soğutma	Soğutma Grubu (Chiller) 1											
Yağ Soğutma	Soğutma Grubu (Chiller) 2											

Doğal soğutma ile ortaya çıkan kazancın bulunması için yapılan hesaplamada, sistemin varolan durumu ile doğal soğutmanın yapılmaması durumu (ikinci bir soğutma grubunun kullanılması) karşılaştırılmıştır.

Sistemde gerekli olan soğutma kapasite ihtiyacı 180 kW'dır. Kalıp soğutma için 60 kW ve yağ soğutma için 120 kW güç gerekmektedir. Su soğutma grubu daha sonra yapılacak yatırımlar içerisinde ortaya çıkacak kapasite gereksinimlerini karşılaması için gereken kapasiteden daha büyük seçilmiş bu nedenle de saatte toplam 30 dakika beklemekte, 30 dakika çalışmaktadır. Doğal soğutma bataryası hava soğutmalı grubun kondenseri ile entegre olarak aynı ünite içerisinde. Ünite 6 adet yüksek devirli Ø630 mm çaplı fan mevcuttur.

Doğal soğutma uygulanmaması durumundaki senaryoda ise sistemdeki yağ ve kalıp soğutma prosesleri için gerekli toplam 180 kW'lık soğutma kapasitesini karşılamak için iki adet 120 kW'lık chiller kullanımı öngörülmüştür. Sistemde ihtiyaç duyulan 180 kW soğutma yüküne karşılık toplam 240 kW kapasiteli chiller'lerin 18'er saat çalışması yeterlidir. Analizde elektrik birim fiyatının KDV ve benzeri eklentiler dahil 0,09 €/kWh olduğu kabul edilmiştir. Doğal soğutma uygulamalı ve doğal soğutma uygulanmaksızın yaz ve kış aylarında yapılan proses soğutma esnasında harcanacak enerji bedelleri dönemlere bağlı olarak yıllık toplamda aşağıdaki tabloda verilmiş, ekonomik kazanç gösterilmiştir. Ele alınan uygulamada yıllık 15.998,73 € (%63,72) kazanç sağlanmaktadır.

Tablo 4.15 Doğal Soğutma ile ortaya çıkan kazanç hesap tablosu

VAROLAN DURUM (CHILLER + DOĞAL SOĞUTMA BATARYASI UYGULAMASI)		
KALIP SOĞUTMA & YAĞ SOĞUTMA	4 Aylık YAZ DÖNEMİ	5.612,52 €
	8 Aylık KIŞ DÖNEMİ	3.498,08 €
	YILLIK TÜKETİM BEDELİ	9.110,60 €
CHILLER + CHILLER SENARYOSU (DOĞAL SOĞUTMA YOK)		
KALIP SOĞUTMA & YAĞ SOĞUTMA	4 Aylık YAZ DÖNEMİ	10.761,14 €
	8 Aylık KIŞ DÖNEMİ	14.348,19 €
	YILLIK TÜKETİM BEDELİ	25.109,33 €
EKONOMİK KAZANÇ (EURO/YIL)		15.998,73 €
EKONOMİK KAZANÇ (%)		%63,72

Ses Seviyesi ve Fanlar

Özellikle yerleşim yerlerine yakın uygulamalarda kuru soğutucuların çalışma sırasında fazla gürültülü olmaması önemli bir kriter haline gelmiştir. Temel olarak fan motorundan ve fan kanatlarının yapısından kaynaklanan ses seviyesi, üretici verileri değerlendirilerek belirlenir ve uygun sınırlar arasında kalıp kalmadığı kontrol edilir. Gerekirse motor devri düşürülerek ses seviyesi azaltılabilir; bu durumda gerekli soğutma kapasitesinin sağlanması için ısı değiştiricisinin ısı transfer yüzeyi artırılmalıdır.

Batarya seçiminde dikkat edilmesi gereken bir nokta da, tasarımın ortam sıcaklığının yüksek olduğu zamanlarda ihtiyaç duyulan soğutma kapasitesini sağlayacak şekilde yapılması gerekliliğidir. Hava sıcaklık değerlerinin düşük olduğu zamanlarda istenen kapasitenin elde edilmesi için fanların hepsinin tam devirde çalışması gereksiz ve masraflı olur. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı üzerinden kontrol edilen sistemlerde, fanların düşük devirle çalıştırılması veya devreden çıkarılması ile sistem için uygun debide hava tedariki sağlanır.

Çift Devirli Fanlar

Değişken debide hava sağlanması için en pratik yol, çift devirli fan kullanımıdır. En yüksek çalışma devrinin 3/4'ü gibi bir ikinci hızda da çalışabilen bu fanlar sayesinde, hava giriş sıcaklığının tasarım sıcaklığının çok altına düştüğü zamanlarda önemli oranda enerji tasarrufu sağlanabilmektedir.

Örneğin, 870 kW'lık 4 fanlı bir kuru soğutucu, ortam sıcaklığı 33°C'tan 20°C'a düştüğünde fan devri düşürülerek çalıştırılabilir. Bu durumda fan başına 0,75 kW az güç harcanır ki bu da %40'a yakın tasarruf demektir. Bu örnek 4 fan içindir; çoğu

tesiste çok daha fazla fanlı sistemler kullanılmaktadır.

Örnekte kullanılan 800 mm çaplı fanın her iki devirde harcadığı güç ve daha düşük devirlerde kullanılabilecek diğer bir fana ait veriler Tablo 4.16’da verilmektedir.

Tablo 4.16 Örnek bir fanın farklı devirlerde harcadığı güç tablosu

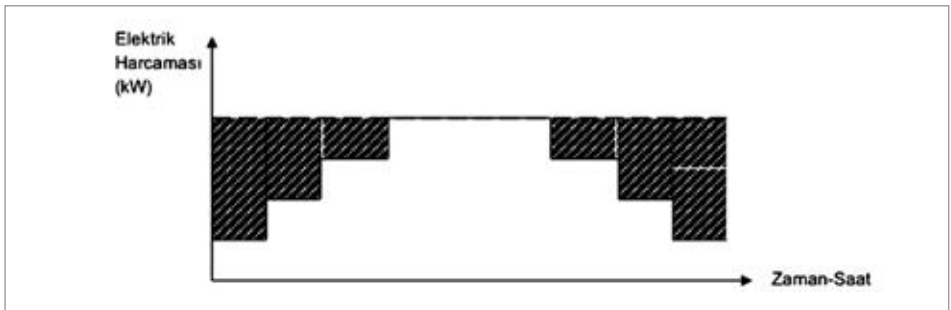
880 d/d	2,00 kW
660 d/d	1,25 kW
440 d/d	0,37 kW
330 d/d	0,20 kW

Fan Hız Kontrol Üniteleri

Tek devirli fanlarda da, çift devirli fanlarda da kullanılabilen kontrol üniteleri ile de hava debileri ihtiyaca göre değiştirilebilir.

Fan devirleri üzerinde hassas kontrol gerekmeyen yerlerde, fanların sırayla devreye girdiği ve devreden çıktığı step kontrol sistemleri uygulanır. Fanların hangi sırayla çalışacakları kullanıcı tarafından tariflenebilmektedir; fan çalışma sürelerinin dengeli dağıtıldığı alternatifler de vardır. Step kontrol üniteleri fanın sadece açık ya da kapalı olması esasına göre çalıştığı için, fan devrinin kontrol edildiği sistemlerden daha ucuza mal edilebilmektedir. Bu nedenle, çok sayıda fanın bulunduğu ve hassas kontrol gerektirmeyen sistemlerde genellikle bu yöntem tercih edilir.

Grafik 5’te, dört fanlı bir kuru soğutucunun step kontrollü çalışmada elektrik harcamasındaki tasarruf görülmektedir. Günün sıcak saatlerinde dört fanın da çalıştığı, en serin saatlerde ise tek fanın yeterli olduğu kabul edilmiştir.



Grafik 5. Fanların step kontrol uygulanarak ihtiyaca göre devreye alındığı bir kuru soğutucuda bir günlük periyotta fanların elektrik harcaması. (Taralı alan, tüm fanların sürekli kullanılmaması sayesinde tasarruf edilen elektrik miktarını kWh olarak göstermektedir.)

Soğutma suyu dönüş sıcaklığının fazla değişmemesi istenen ve kullanılan fan adedinin az olduğu yerlerde step kontrol ile yeterli sonuç alınamaz. Böyle yerlerde fan devirlerinin kontrol edildiği ve dolayısıyla hava debisi üzerinde çok daha hassas kontrol sağlayan sistemler (frekans invertörleri/konvertörleri) kullanılır. Frekans invertörleri/konvertörleri ilk yatırım maliyeti açısından step kontrol ünitelerinden daha pahalıdır; bu nedenle genellikle tüm fanların ayrı frekans invertörleri/konvertörleri ile kontrol edildiği sistemler yerine, fanların gruplar halinde kontrol edildiği ve step kontrol üniteleri ile frekans invertörleri/konvertörlerinin birlikte kullanıldığı sistemler tercih edilmektedir.

EC (Electronically Commutated) Fanlar

Farklı devir aralıklarındaki motor seçeneklerinin yanı sıra son yıllarda kullanım alanları hızla artan EC Motor teknolojisi kuru soğutma uygulamalarında da kullanılmaktadır. EC fanlar kutup sayılarından bağımsız olarak fan motorunun tüm hızlarda kontrol edilebilmesini sağlamaktadır. EC Motor sistemleri, frekans invertörü-step kontrol-trafo, vb. konvansiyonel hız kontrol sistemleri ile karşılaştırıldığında nominal hızlarda ortalama %10 enerji tasarrufu sağlamaktadır.

EC Motorların akustik avantajlı tasarımı sayesinde ne frekans konvertörlü sistemlerin istenmeyen rezonansları ne de faz kontrollü sistemlerin uğultuları, EC Motorlarda gözükmez. Bu sayede EC motor sistemlerinde daha düşük ses seviyeleri sağlanır. EC motor sistemleri faz kontrollü ve frekans konvertörlü sistemlere nazaran asgari 4 dBA avantaj sağlamakla birlikte özellikle düşük fan hızları ve hava debilerine inildiğinde bu fark 15~30dBA civarlarına çıkmaktadır.

4.6.4 Enerji Etiketleme

Kuru ve Islak Kuru Soğutucuların Tasarım ve Performans Kriterleri

Temel Tasarım Verileri

Bir kuru soğutucunun ihtiyaç duyulan performansı gösterebilmesi için dikkat edilmesi gereken tasarım kriterleri vardır. Diğer bir bakış açısından ele alınırsa, bazı noktalar belirlenmeden verilen soğutma kapasitesi bilgisi anlamlı değildir.

Doğal soğutma sistemlerinde kullanılan kuru soğutucuların tasarım ve seçimi için gerekli veriler; ünitenin boyutları, ortam giriş havası kuru ve yaş termometre sıcaklıkları, proses su giriş ve çıkış sıcaklıkları, su debisi, su tarafı basınç kaybı istenen değeri, glikol oranı ve istenen soğutma kapasitesi değerleridir.

Üretici firmalar, yukarıda belirtilen tasarım verileri ve istenen ek özelliklerin bilinmesi sureti ile kendi üretim tekniklerine uygun olarak kuru soğutucu tasarımı ve imalatı yapabilir. Üretici firmanın performans onaylı tasarım yazılımının olması ve bataryaların bu yazılım/program yardımı ile tasarım edilmesi sonradan ortaya çıkabilecek telafisi zor olumsuz durumları önlemede çok önemlidir.

Akışkan Özellikleri

Sistemin soğutma suyu ihtiyacında %100 su kullanılabileceği gibi, sıfırın altındaki dış ortam sıcaklığı altında çalışan sistemlerde donmayı önlemek için glikol-su karışımı (salamuralı) suyun kullanılması gerekmektedir. Örneğin, hacmen %20 etilen-glikollü bir karışım yaklaşık -8°C, %30 etilen-glikollü bir karışım ise yaklaşık -16 °C'a kadar koruma sağlar.

Kuru Soğutucularda Standart Kapasite ve Enerji Sınıflandırması

Kuru soğutucularda standart kapasiteler TS EN 1048 (Isı Değiştiriciler-Hava Soğutmalı Sıvı Soğutucular “Kuru Soğutucular”-Performansın Belirlenmesi İçin Deney Metotları) standardına göre hacmen %34 etilen glikol oranı için tanımlanmaktadır. Ürünlerde enerji verimliliği EUROVENT Rating Standard (For Forced Convection Air Cooled Liquid Coolers “Dry Coolers”) 7/C/003-2007 standardına göre aşağıdaki tabloda verilen değer aralıkları için hesaplanabilir.

Tablo 4.17 Enerji Verimliliği Sınıfı

Sınıf	Enerji Sarfıyatı	Enerji Oranı (R)*
A	En Düşük (Extremely low)	$R > 110$
B	Çok Düşük (Very low)	$70 \leq R < 110$
C	Düşük (Low)	$45 \leq R < 70$
D	Orta (Medium)	$30 \leq R < 45$
E	Yüksek (High)	$R < 30$

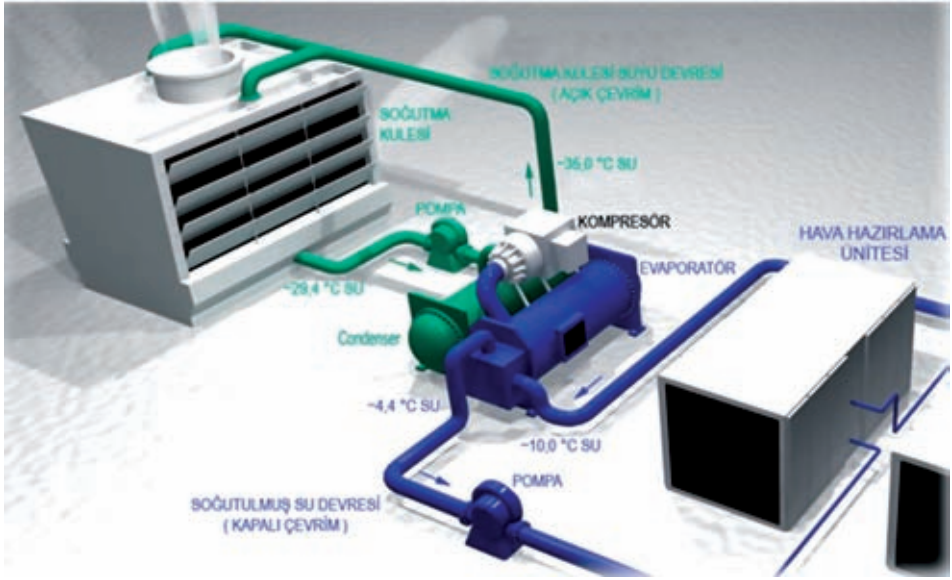
* Enerji oranı “R”, ürün standart kapasitesinin fan motorlarının toplam enerji tüketimine bölünmesi ile elde edilir.

4.7 SU SOĞUTMA KULELERİ VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Soğutma kuleleri atmosferik havayı kullanarak yoğunlaştırıcudan veya bataryadan çıkan suyu buharlaştırarak soğutur. Genellikle fandaki hava akışı ve kulenin içindeki su akışı arasındaki ilişkiye göre adlandırılan üç tip soğutma kulesi vardır. Bunlar ters akışlı indüksiyonlu, çapraz akışlı ve karşı akışlı zorlamalı kuledir.

HVAC (Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme) uygulamalarında kullanılan soğutma kulesi ise, chiller'in sistemden ısıyı uzaklaştırdığı uygulamada bir alt kategori elemanıdır. Su soğutmalı chillerler hava soğutmalılardan daha enerji verimlidirler. Çünkü kondenser ısını, dış hava yaş termometre sıcaklığına yakın değerlerde çalışan soğutma kulesi suyuna verirler. Hava soğutmalı chiller'lerin attığı ısı ise, dış hava kuru termometre sıcaklığına bağlıdır. Bu nedenle, ortalama ters Carnot çevrimi verimleri daha düşüktür. Büyük ofis binaları, hastaneler ve okullar genellikle bir veya birden fazla soğutma kulesini iklimlendirme sistemlerinde kullanırlar. Genellikle endüstriyel soğutma kuleleri, HVAC soğutma kulelerinden çok daha büyüktür.

HVAC sisteminde, su soğutmalı chiller ve su soğutmalı kondenser ikilisi kullanılır.

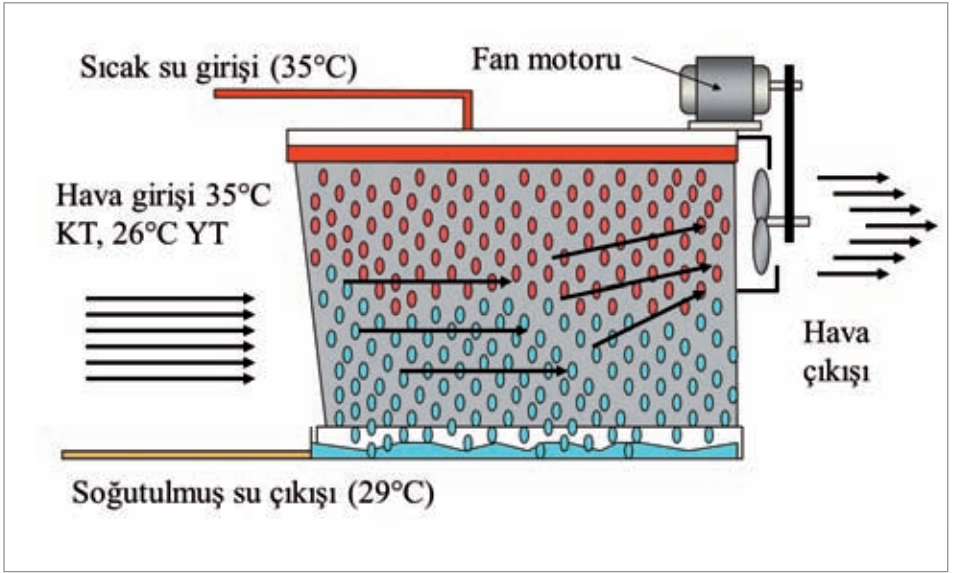


Şekil 4.43 Su soğutmalı chiller çalışma prensibi

HVAC sisteminde kullanılan soğutma kulelerinde, ortak su devresi kullanan birden fazla su kaynaklı ısı pompası da bulunabilir. Bu tür sistemlerde su devresinde sirküle olan su, ısı pompası soğutma yaparken, ısı pompasının kondenserinden ısı çeker ve bu ısıyı atmosfere atar. Isı pompası ısıtma modunda çalışırken, kondenser su devresinden aldığı ısıyı mahale verir. Şekil 4.43'de su soğutmalı chiller çalışma prensibi verilmektedir.

4.7.1 Açık Su Soğutma Kuleleri

Açık devre bir soğutma kulesinde, soğutulacak su, bir dolgu malzemesinin üzerine dağıtılırken hava, dolgu malzemesi üzerinden geçer. Bu esnada çok az miktarda su, buharlaşarak geri kalan suyun soğumasını sağlar. Soğumuş su, kulenin dibindeki havuza düşer ve sudan çekilen ısı kuleyi terk eden hava akımıyla birlikte sistemden atılır. Buharlaştıran su, hava içine nem olarak girerek, havanın özgül neminin ve izafi neminin artmasına sebep olur. Soğutma kulesinde su teorik olarak en fazla giriş havasının yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulabilir. Kule ne kadar etkili ise pratikte yaş termometre sıcaklığına o kadar yaklaşılabılır. Pratikte su sıcaklığı giriş havasının yaş termometre sıcaklığının 4 veya 5°C üzerindeki sıcaklığa kadar soğutulabilir. Soğutma kulesinin su havuzuna, buharlaşan su miktarına eşit miktarda besleme suyu ilave edilmelidir. Şekil 4.44'de su soğutma kulesi çalışma prensibi verilmektedir.



Şekil 4.44 Su Soğutma kulesi çalışma prensibi

4.7.2 Kapalı Devre Su Soğutma Kuleleri

Kapalı devre soğutma kuleleri ve evaporatif kondenserler, dolgu malzemesi yerine kulenin içinde kapalı döngü bir eşanjör içerir. İkinci bir su akışı ise eşanjör üzerine dağıtılır ve benzer bir buharlaşma süreci ile ısı, soğutulacak sudan uzaklaştırılır.

Kapalı devre soğutma kulelerinde kullanılan sıvının kimyasal (genellikle su ya da glikollü su) ve fiziksel özelliklerinin zaman içerisinde bozulmaması ve dış etkenler nedeniyle kirlenmemesi gereken durumlar için ısı eşanjörlü açık tip soğutma devrelerine bir alternatif olarak üretilmiştir. Burada, soğutma için kullanılan sıvı, soğut-

ma kulesi yerleştirilen ısı eşanjörünü oluşturan boruların içerisinde dolaşmaktadır. Sırayla, batarya sürekli olarak kulenin havuzunda yer alan su ile ıslatılmakta ve uygun pompa yoluyla nozulları olan sprej sistemine gönderilmektedir. Spreylenen suyun küçük bir kısmının buharlaşmasının da yardımcı etkisi ve boruların içerisinde oluşturulan hava akımı sayesinde, soğutulmak üzere ekipmana geri döndürülecek olan soğutma sıvısı elde edilebilir. şekil 4.45'de kapalı devre su soğutma kulesi gösterilmiştir.



şekil 4.45 Kapalı devre su soğutma kulesi

Kapalı devre soğutma kulesi şu elemanlardan oluşmaktadır;

1. Yapı ve ana kasa
2. Çok kanatlı aksiyal fan
3. Su dağıtım sistemi
4. Isı eşanjörü
5. Santrifüj su sirkülasyon pompası ve sprej su devresi boruları
6. Havuz
7. Damla tutucu

Standart yapılandırma, su toplama havuzu ve tamamen fiberglastan (FRP) imal edilen fan silindirlerinin yanı sıra elektrik rezistansı, termostatlı antifriz ısıtıcı, sprej pompasını ve elektrikli ısıtıcıyı korumak için düşük seviye kesme anahtarı gibi aksesuarlar ve sprej suyu emiş kısmında kavitasyon önleme sistemi ile tamamlanmaktadır. Bir kapalı tip soğutma kulesinin ısı performansını, tüm evaporatif soğutma ünitelerinde olduğu gibi ortamdaki yaş termometre sıcaklığına bağlıdır. Kapalı tip soğutma kulesi, çoğu durumda, açık devre evaporatif soğutma kulesine bağlı bir ısı eşanjörüne oranla daha az maliyete yol açmakta ve aynı zamanda tüm ısı alışveriş aşamalarını tek bir ekipmanda birleştirmektedir.

4.7.3 Soğutma Kulelerinde Verimlilik Artırma Yöntemleri

Değişken hızlı, iki hızlı veya üç hızlı fanların kullanılması güç tüketimini azaltmak ve yeterli soğutma kapasitesini sağlamak için soğutma kulesi optimizasyonunun bir yoludur. Gerekli soğutma kapasitesi arttığında veya azaldığında, fanlar yaklaşım (approach) sıcaklık farklarını korumak için sıralı çalıştırılabilir. İklimlendirme sistemleri için bu sıcaklık farkı genellikle 3-7°C arasında değişir. Kışın çalıştırıldığında, hava debisi suyun donmasına izin vermeyecek şekilde ayarlanmalıdır. Soğuk iklimlerde donmaları önlemek için kulenin içinde bir ısıtma elemanı kullanılması gerekebilir. Bu amaçla elektrik rezistanslı ısıtıcılar kullanılabileceği gibi, mümkünse ısı kaynağı olarak sıcak su veya buhardan yararlanmak daha etkili olacaktır.

Su tarafı ekonomizeri

Besleme havasını veya soğutma suyunu soğutmak için soğutma kulelerini kullanarak “serbest soğutmanın (free cooling)” yapılması su tarafı ekonomizeri (wet side economizer) olarak tanımlanır. Soğutma kulesinin suyunu soğuk su devresine bağlamanın en yaygın ve verimli yolu, yüksek bir ısı transfer hızı ve düşük basınç düşüşü sunan plakalı tip ısı eşanjörü kullanmaktır. Bu yöntem, soğutma kulesinin suyunu kapalı soğutma suyu devresinin bütünlüğünü koruyarak soğuk su devresinden izole eder. Bir diğer yöntem de, soğutma kulesinin suyunun bir klima santrali içinde bulunan serpantinde dolaşmasına izin veren ayrı bir devre ve pompa kullanmaktır.



Şekil 4.46 Free cooling uygulaması

Soğutma kulesinin suyunun bir filtreden geçirilerek soğuk su devresine girmesi bakım sorunları yaratabilir ve önlenmesi gerekir. Soğuk su devresindeki suyun temiz olması gerektiği için iyileştirme programı uygulanmalıdır. Şekil 4.46'da free cooling uygulaması gösterilmiştir.

Su İyileştirme İşlemi

Soğutma kuleleri kirlenme için beslenme yeridir ve bu yüzden kirlenmeye çok yatkındır. Dolayısıyla, açık çevrimli soğutma kuleleriyle soğutulan kondenserler ciddi kirlenmeye maruz kalabilirler. Kirler uygun olmayan koşullarda hızla birikebilir. Kondenserin kirlenmesi yoğunlaşma sıcaklığını yükselterek soğutma sisteminin enerji tüketimini artırır. Ciddi derecede kirlenen kondenserler enerji tüketimini artırabilir ve kapasiteyi %10'dan fazla azaltabilir. Kondenser boruları çok fazla kirlenmeden düzenli olarak temizlenmeli ve onaylanmış yöntemler kullanılmalıdır. Orta derecedeki pislikler özel boru temizleme fırçalarıyla uzaklaştırılmalıdır. Pisliklerin veya ulaşamayan ısı transfer yüzeylerindeki kirliliklerin güçlü kimyasal çözeltiler kullanılarak temizlenmesi gerekebilir. Kondenserlerin temizlenmesi zordur, sızıntılar meydana gelmesine ve borunun çatlamasına neden olabilir. Bu işlemi yapacak kişilerin uzman olması gerekir.

İyi bir su iyileştirme programı, etkili bir bakım için şarttır. Soğutma kulesinin suyunun filtrelenebilirliği değerlendirilmelidir. Bazı durumlarda, suyun kalitesine dikkat edilerek kullanıcının kimyasal maddelerde büyük miktarda tasarruf etmesi sağlanabilir. Yeni sistemlerin kullanılmaya başlamadan önce ön işlemden geçirilmesi ekipmanın ömrünün daha uzun olmasını sağlayacak ve uygun sistem performansını garanti edecektir. Chiller performansı verilen tasarım parametrelerine bağlı olup, bu parametreler chiller imalatçısı tarafından yayınlanmaktadır. Performans, bina yükü, soğutma suyu sıcaklığı, kondenser su sıcaklığı ve kirlilik faktörüyle değişecektir. Kirlilik faktörü chiller'in içindeki boruların yüzeyinde bulunan kir, tortu, çökelti veya diğer kalıntılardan kaynaklanan dirençtir ve soğutma sisteminin toplam ısı transferini önemli şekilde etkiler.

Kondenserler Ne Zaman Temizlenmelidir?

Kondenserdeki sıcaklık farklarını izleyerek kondenserin temizlik zamanı tespit edilebilir.

- Kondenserdeki sıvı soğutucu akışkanla soğutma kulesine giren su arasındaki sıcaklık farkı düşük olmalıdır. Böylece soğutucu akışkanla soğutma suyu arasında verimli ısı transferi gerçekleşir.
- Kondenser suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark büyük olmalıdır. Böylece kondenser suyu ısıyı verimli şekilde çekebilir.

Bu sıcaklık farkları sadece birkaç derecedir, bu yüzden bunları yeterli doğrulukla ölçmek için iyi kalibre edilmiş sıcaklık ölçerlere ihtiyaç vardır. Sıcaklık farkları

chiller yüküyle değişir. Bu yüzden sıcaklıkların chiller yükünün her kapasitesinde ne olması gerektiğini gösteren bir diyagram hazırlanması yararlı olabilir.

Uygun su koşullarını sağlamak ve su tüketimini en azda tutmak için sızıntı oranını ayarlayın.

Su, soğutma kulelerinden ve evaporatif kondenserlerden hızla buharlaşır. Bu su kaybı şehir su şebekesinden su ilave ederek dengelenir. İlave edilen suyun içinde çözülmüş mineraller ve belli oranda partiküller bulunmaktadır. Ayrıca suyun kulede atmosferik şartlara açık olması kirlenmeye yol açar. Buharlaşmayı dengelemek için sisteme sadece yeterli miktarda su ilave edildiğinde, sudaki minerallerin ve diğer maddelerin konsantrasyonu artacaktır.

Bu birikme, soğutma ünitesinin, kondenserin ve bütün boru sisteminin yüzeylerinde hızla tortu oluşturacaktır. Bunu engellemek için, suyu belirli bir oranda soğutma sisteminden boşaltmalısınız. Böylece konsantrasyonu artmış ve ileride kirliliğe neden olacak olan pislikler uzaklaştırılır. Su genellikle yakındaki drenaj hattına boşaltılır. Sızıntı işlemi bütün su soğutma kulelerinde gerekli olup, sistem çalıştığı sürece devam etmelidir. Sızıntı işleminin maliyeti yüksektir. Sızıntıda önemli bir su kaybı söz konusudur ve kirlenmeyi önleyen kimyasalların bir kısmı da uzaklaştırılmış olur. Kimyasal işlemin kontrolü için bir su iyileştirme şirketi ile çalışıyor olsanız bile, bu yüklenicinin sızıntı oranını optimum seviyede tutması beklenmemelidir. Bu yetkili firma, kimyasal madde satışı da yaptığı için ilk amacı, kirlenmeyi önlemektir ve bu yüzden su sızıntı oranını yüksek tutmaya yatkındır. Dolayısıyla, sızıntı kontrolünün ayrı bir maliyet konusu olarak ele alınması gerekir. Sızıntı oranı elle veya otomatik olarak ayarlanabilir. Soğutma kulesindeki buharlaşma hızı soğutma yüküyle değiştiğinden dolayı, sızıntı hızının elle ayarlanması kayıplara neden olabilir. Yüksek soğutma yüklerinde uygun konsantrasyon için yapılan bir sızıntı ayarı, düşük yüklerde gereksiz olabilir. Sızıntıyı kontrol etmenin en etkili yolu, bir konsantrasyon sensörüyle kontrol edilen bir sızıntı vanası kullanmaktır.

Sızıntının Maliyeti

Suyun genellikle birim maliyeti makul düzeyde olmasına karşın, sızıntı ihtiyacı chiller çalıştığı sürece gereklidir. Ayrıca, eğer su arıtma kimyasalları kullanılması gerekirse, sızıntı işlemi kimyasal maddelerin fazla tüketimine neden olacaktır.

Ekonomik Değerlendirme

Tasarruf: Soğutma ünitelerinde kullanılan su ve su arıtma kimyasallarının maliyetinin en fazla %80'idir. Ayrıca, ekipmanların bakım maliyetleri de azalmaktadır.

Amorti Etme Süresi: Küçük sistemler hariç olmak üzere kısadır. Uzun vadede yapılan tasarruf, işlemin maliyetinden daha fazla olmaktadır.

4.8 POMPALAR VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Elektrik tüketen makineler arasında yapılan bir araştırmada, pompalar %20 ile başta gelmektedir. Bu sebeple, pompaların uygun kullanımı ve pompalama sistemlerinin enerji verimliliği önemle ele alınan bir konu olmuştur. Bilindiği gibi, pompa verimlerinde üst sınırlara yaklaşıldığı, yapılacak iyileştirmelerin birkaç puandan fazla olamayacağı görülmektedir. Ancak, enerji tasarrufunun pompaların uygun seçimi ve kullanımı, borulardaki basınç kayıplarının en uygun hale getirilmesi, değişken debili sistemlerin ve otomasyonda kullanılan tasarım sistemlerinin iyileştirilmesi yolu ile %30 civarında olacağı hesaplanmıştır.

Pompa sistemleri, inşaat, elektrik, boru sistemleri, pompalar, vanalar ve motorlardan meydana gelmektedir. Bir pompa sisteminde pompalar, yatırım maliyetinin %8'ini fakat işletme maliyetinin %60'ını oluşturur.

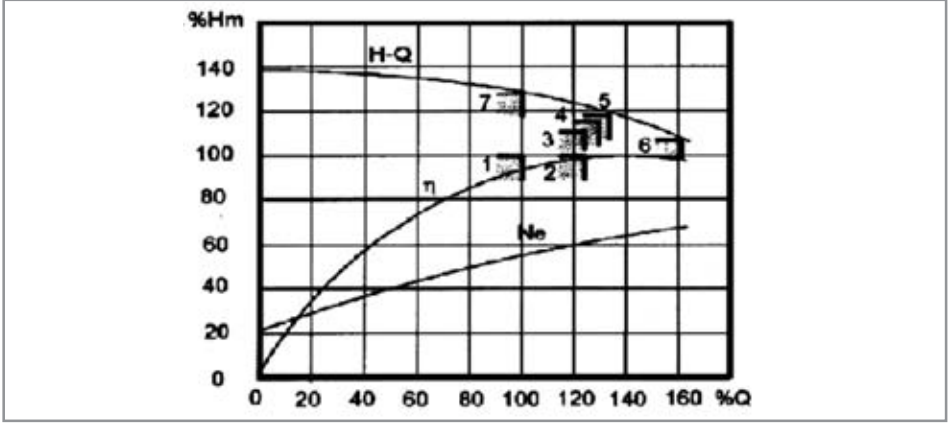
Pompalar gibi akış üreten cihazlar genellikle hız ayarı olmadan kullanılmaktadır. Bunun yerine akış, geleneksel metod ile regülatörler, valflar veya supaplar yardımı ile kontrol altına alınmaktadır. Akış, değişken motor devriyle kontrol edilmediğinde, motor sürekli tam devirde çalışır. Pompaların hizmet verdikleri sistemlerin azami debiye nadiren ihtiyaç duymaları yüzünden, debi ayarsız bir sistem çoğu zaman önemli miktarda enerjiyi boşa kullanmaktadır. Frekans Konvertör (FK) ile motor hızının ayarlanması sisteme göre değişmekle beraber %70'e varan bir enerji tasarrufu imkânı sunmaktadır.

Enerji verimliliği yüksek pompa sistemleri için neler dikkat etmeliyiz?

- a- Pompa karakteristiği çalışacağı sisteme uygun mu?
- b- Debi değişken mi?
- c- Debi değişken ise, pompa ve sistem değişken devirli pompa kriterlerine uygun mu?
- d- Boru ve pompa sistemleri uygun mu seçilmiş?
- e- Pompa ISO, HI, EUROPUMP standartlarına uygun mu?
- f- Sistem ömür boyu maliyet esaslarına uygun mu?

Pek çok uygulamada pompaların gereğinden çok büyük seçildiği gözlenmektedir. Örneğin bir projede hesaplamalar sonunda $Q=100 \text{ m}^3/\text{h}$ ve $H_m=100 \text{ mSS}$ (1) olan bir pompa sipariş edilirken ilerideki ihtiyaçlar için debi %25 artırılıyor. (2) Manometrik basma yüksekliği az gelirse diye H_{de} %10 artırılıp pompa sipariş ediliyor (3). Sipariş alan pompacı da debi ve basma yüksekliğine %5 zam yaparak pompayı seçiyor (4). Elektrik motorları da tam yükte çalışmadığı için biraz hızlı döndüğünden çalışma noktası (5)'e geliyor. Pompa yerine monte edilip çalıştırıldığında sistem karakteristiği (5) noktasında değil (6) noktasında olduğundan pompa debisi $160 \text{ m}^3/\text{h}$ oluyor.

Hesapla bulunan 100 m³/h yerine 160 m³/h elde edilince debi, tasarım debisine vana kısılarak getirildiğinde, basma yüksekliğini 130 mSS'den 100 mSS'na düşürürken vanada yok ettiğimiz enerji %30 olabileceği tahmin edilmektedir. Bu sebepten, pompaların gereğinden büyük seçilmemesi gerekir. İlerideki ihtiyaçlara göre seçim yapılacaksa pompayı biraz büyük motor ve en büyük çark çapından daha küçük bir çapta seçmek uygun olur. İleride tüm pompayı değiştireceğimize sadece yeni bir çark alarak lüzumsuz yere enerji harcamamış oluruz. Bu durum Şekil 4.47'de gösterilmektedir.



Şekil 4.47 Emniyet faktörlerinin pompa seçimine etkisi

- 1- Hesaplanan debi ve basma yüksekliği
- 2- Debi için %25 emniyet
- 3- %10 emniyetli H
- 4- Pompanın emniyeti %5
- 5- Elektrik motoru devir sayısı
- 6- Pompa %60 daha fazla debi veriyor
- 7- Vana kısılarak istenen debi elde ediliyor ama %30 fazla enerji tüketerek

Birçok uygulamada debi sabit değildir. Debiyi azaltmak için vana kullanılırsa, basıncı yaratmak için pompaya aktardığımız enerjiyi vanayı kısarak yok etmiş oluruz. Bu durum, otomobilin gaz pedalına sonuna kadar basıp, aracın hızını frenle kontrol etmeye benzetilmektedir. “Debiyi değiştirmek gerekli mi?” sorusuna verilecek cevaplar sistem tasarımını etkileyecektir.

Seçilen debi değiştirme yönteminin sistemin enerji verimliliğine etkisi vardır. Debi değiştirme yöntemleri ve çözümleri aşağıda sıralanmıştır:

1. Pompayı ihtiyaç olunca çalıştırmalı (kesintili çalıştırma) yaygın olarak kullanılır.

- maktadır. Pompaları büyük seçmek hem satın alma hem de kullanım maliyetini artıracaktır. Burada uygun enerji tarifiesi süresinde çalıştırmak da düşünülmelidir.
2. Sistemi bir depodan besleyerek pompayı depo seviyesine göre kesintili çalıştırmak; sistemi depodan besleyerek depoyu enerji tarifiesinin uygun olduğu zamanlarda doldurup gün boyunca kullanmak da uygun bir çözümdür.
 3. Çalışan pompa sayısını değiştirmek (paralel pompalar) suretiyle debiyi ayarlamak bilhassa basma yüksekliği büyük, sürtünme kaybı az olan sistemlerde yegane debi kontrol metodudur.
 4. Pompayı devamlı çalıştırarak akışkanın bir bölümünü depoya geri döndürmek (by-pass) veya vana ile kısma yaparak debiyi kontrol etmek hiç arzu edilmeyen bir çözümdür. Onun yerine frekans değiştiricili bir pompa kullanılmalıdır.
 5. Sabit devirli elektrik motoru ile pompa arasına hidrolik veya elektrikli kavrama koyarak pompa devrini debi veya basınç ihtiyacına göre ayarlamak da yöntemlerden biridir.
 6. Elektrik motoruna frekans değiştirici yardımı ile uygulanan gerilim ve frekansı değiştirip pompayı istenen debi ve basma yüksekliğini sağlayacak devirde döndürmek de mümkündür. Bir pompa sisteminde debi değişken olduğunda elde edilecek kazanç, düşük debilerde sürtünme kayıplarının azalmasıyla pompayı daha yavaş döndürerek elde edilir. Frekans Konvertörü (FK) veriminin %95 civarında olduğu göz önüne alınırsa, sürtünme kayıplarının azalması ile elde edilecek kazancın FK kullanımından dolayı kaybedilenden daha fazla olması gerekir. Sürtünme kaybının toplam basma yüksekliğine göre az olduğu sistemlerde FK yerine paralel pompalar kullanılmalıdır. Enerji verimliliği bakımından pek çok uygulamada frekans değiştiricisi kullanmak en uygun çözüm olarak sunulmaktadır. Debi değişken değil ise en iyi çözüm daima en iyi verim noktasında çalışan sabit devirli bir pompadır.

Frekans Konvertörlü (FK) Pompa Uygulamalarında Maliyet Analizi

Uygulama: Üç adet santrifüj pompa bir ilaç şirketinin soğutma suyunu sirküle etmektedir. 6°C'ye kadar soğutulan su çeşitli kullanım alanlarına transfer edilmektedir. Sistem soğutma suyunda mevsimsel olarak oluşan iniş çıkışları gidermek amacı ile kullanılmaktadır. Sistem minimum 150 m³/h'den 620 m³/h'e kadar olan pik yüklemelere göre tasarlanmıştır. Kullanılan pompanın teknik verileri aşağıdadır:

- Soğutma kapasitesi: 4.250 kW
- Tam yükteki debi: Q= 620 m³/h
- Pompa çalışma saati: 7,640 h/yıl

Hidrolik seçim: üç pompa (100%yedekli), her pompa FK ile çalışmaktadır. Bu uygulama sonucunda %47 enerji tasarrufu sağlanmıştır.

	3 pompa FK bağlı değil	3 pompa FK bağlı
Alış Fiyatı	14,465 Euro	29,988 Euro
Montaj ve devreye alma	600 Euro	1,200 Euro
Toplam alış maliyeti	15,065 Euro	31,188 Euro

	3 pompa FK bağlı değil	3 pompa FK bağlı
1 yıllık enerji maliyeti	20,123 Euro	10,724 Euro

4.9 KONTROL SİSTEMLERİ VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Kontrol sistemleri uygulamaların ayrılmaz bir parçasıdır. Çok karmaşık bilgisayar kontrolü gerektiren endüstriyel uygulamalardan, basit bir ev tipi termostata kadar geniş alanda yer alırlar. Kontrol sistemlerinin tutarlı çalışması, müşteriye ekonomik getiri ve projenin geliştirilmesine katkı sağlar. Bu bölümde, enerji yönetimi alanında çalışanlar için pratik uygulamalara yer verilecektir. Sistemin kontrol edilebilirliği ve kullanıcı dostu olmasının önemi öncelikli tasarım parametresi olarak vurgulanmıştır. Temel kontrol stratejileri ve otomatik kontrol kullanımından elde edilecek tasarruflar ele alınmıştır. Bu bölümün amacı, enerji tasarrufu elde etmek için otomatik kontrol uygulamalarının bir araç olarak kullanılmasının vurgulanmasıdır. Otomatik kontrol, birçok teknik bilgi, yazılım, donanım çeşitleri ve detayları ile faal olan bir teknolojidir.

Neden Otomatik Kontrol?

- **Ayarlama:** Koşulların değiştirilmesi veya değişen talepler gibi birçok durumu karşılamak üzere yeniden ayar gerekmektedir. Canlı organizmadan örnek olarak, vücut sıcaklığı ve kan basıncı vb. verilebilir. Proses kontrol sistemi bu tür doğal uygulamalara benzerlik gösterir. Otomatik kontrol, belirli ölçülebilen değişkenleri sabit tutmak için sürekli olarak bazı kontrol elemanlarının yeniden ayarlanmasıdır. Maksimum yüke ayarlanmış ısıtma, soğutma ekipmanının kısmi yük şartlarında verimli çalışabilmesi için girişindeki vananın kısılması örnek verilebilir.
- **Koordinasyon:** Çeşitli uygulamaları etkili ve mantıklı şekilde sıraya sokmak otomatik kontrolün önemli bir yönüdür.
- **Otomasyon:** İnsanoğlu manuel kontrolü mükemmel bir şekilde gerçekleştirebilmektedir. Çünkü birçok değişkeni birlikte dikkate alabiliyoruz. Bununla beraber, çoğu kontrol işleminde tekrarlayan işler vardır ve bu sistemler mekanizasyon için

uygundur. Otomatik işlem, insanlara sistem işletimini gözlemeyi ve zamanlarını daha efektif kullanmalarını sağlar.

- **Uygunluk:** Manuel kontrol insanlar için etkili olabilir ama bazen tekrarlayan işlerde dikkatsizlik yapılabilir. Otomatik kontrol için mekanizmalar kullanılması, tekrar eden uygulamaları daha verimli hale getirir. Tekrar edilebilirlik ve uygunluk özellikleri otomatik kontrolü üretimde önemli hale getirmiştir.
- **Koruma:** Destek kontrol rutinlerine yer verilerek iyi bir kontrolün yanı sıra enerji kullanımında da azalma sağlanabilir. Kontrol sistemleri özel olarak bu amaçla tasarlanmadılar ise, enerji sarfiyatını azaltmazlar.

Kontrol Modları

Kullanılan teknoloji ne olursa olsun, hangi kontrol modunun tercih edileceği ve uygun teknoloji tiplerinden hangisinin bu modlara uygulanabileceğini anlamak önemlidir. Birçok durumda, basit on-off kontrol yeterlidir. Diğer durumlarda istenen etki sadece modülasyonlu kontrol ile sağlanabilir.

Tablo 4.18 Değişik kontrol teknolojilerinin olumlu ve olumsuz yönleri

TEKNOLOJİ	ARTILARI	EKSİLERİ
KONVEKSİYONEL ELEKTRİK	basit	Donanım değişikliği olmadıkça belli amaçlı kontroller esnek değiller
	ispatlanmış	Optimizasyon için sınırlı olanaklar
	anlaşılması ve onarımı kolaydır	
	ucuz	
	basit seri- paralel devreler ile (röle mantığı) 've-veya' mantığı ile düzenlemek	
	düşük maliyeti ile analog kontrollü değişik yüzer kontrol varyasyonları	
ANALOG ELEKTRONİK	modülasyonlu kontrol seçeneği için düşük maliyet	Düzenli bakım yapılmazsa uzun süreli kullanımda etki kaybı
	Paket HVAC cihazlarında standart ekipman	Kısa ömürlü parçalar
		Donanım değişikliği olmadıkça belli amaçlı kontroller esnek değiller
		Optimizasyon için sınırlı olanaklar
		Kullanıcı dostu değiller
		Giriş çıkış donanım parçaları özellikle kumandalar, alışlagelmiş on-off mekanizmalarına göre pahalıdır

PNÖMATİK	basit	Düzenli bakım yapılmazsa uzun süreli kullanımda etki kaybı
	ispatlanmış	Sıcaklığa bağlı etki kaybı
	Parçalar dayanıklıdır	Donanım değişikliği olmadıkça belli amaçlı kontroller esnek değildir
	Düzgün tasarlanmış ve bakımı yapılırsa uzun süreli kullanılabilir	Optimizasyon için sınırlı olanaklar
		Eğer basınçlı hava devresi kirlenmişse, hassas sistem bozulur Pnömatik kontroller için anlaşılması zor ayarlar Satın alma maliyetine altyapı maliyeti de (boru sistemi) dahildir Bu teknoloji için kalifiye eleman bulmak zor
DİJİTAL KONTROL (DDC)	Mükemmel esneklik. Mevcut donanım üzerinde yazılım değişikliği yapılabilmesi	Yüksek ilk yatırım maliyeti
	Hesaplamaadaki üstünlüğü nedeniyle optimizasyon için en iyi tercih	İlk yatırım maliyetine alt yapı maliyeti de (kablolama) dahildir
	diğer uyumlu sistemlerle iletişim imkanlarının genişliği nedeniyle büyük miktarlarda veri toplayabilmesi	Hızlı gelişen teknoloji sayesinde kolay demode olur
	Temel değerler, geçmiş veriler, eğilimler, çalışma zamanı vb. önemli ölçümlerin kaydedilmesi için uygun yöntemler sunar	Özel yapım ekipman üreticilerine eğilim yüzünden yüksek yazılım gelişimleri ve yedek parça ücretleri
	pratik uzaktan görüntüleme	

Otomatik Kontrol Sistemlerinin Kullanımı Sonucu Tasarruf

Ekonomik kaygılar, enerji yöneticileri ve otomatik kontrol uygulamaları önündeki en büyük engeldir. Yeni teknoloji maliyetinin kabulü neredeyse her zaman ekonomik gerekçeler, değerlendirmeler gerektirmektedir. Doğru öngörülerde bulunmak ve elde edilecek tasarruf konusunda gerçekçi hesaplamalar yapmak bir otomatik kontrol projesi için önemli adımlardır. Çünkü gelecek muhtemel projeler büyük oranda bir öncekinin sonuçlarından etkilenecektir. Otomatik kontrol iyileştirmeleri sonucunda elde edilen tasarrufun elle tutulur sonuçları olmasına rağmen, çalışma öncesi tahminde bulunmak zorlu bir süreçtir. Maliyet tahminleri birer beklenti olduğu için bu durum enerji yöneticileri için bir ikilem doğurur. Maliyet analizleri zaman alıcı ve pahalı olabilir. Bu yönüyle de projelerin önünde bir engel olarak görülebilir. Kısaltılmış metotlarla veya kurallarla geçerli yaklaşımlar üretilebilir. Bütün

yaklaşımlarda olduğu gibi başarının anahtarı tutucu olmaktan geçmektedir. Enerji yöneticisinin güvenilirliği, yaptığı bu tahminlerin doğruluğu üstüne inşa edilmiştir. Unutulmamalıdır ki, tahmin sürecinde her zaman belirsizlikler ve kontrol edilemeyen değişkenler vardır. Hesapladığımız tasarruf oranlarını yeniden gözden geçirmek iyi bir uygulamadır. Proje sonunda elde edeceğimiz tasarrufları suni olarak azaltmak ve proje maliyetini bir kalemde arttırarak yeniden değerlemenin iki sonucu olur;

Tahmini tasarrufların azaltılmasının etkileri

- Proje performansının kusurları ölçsüz beklentilerle birlikte artar.
- Marjinal geri dönüşlü projeler kötü gözükabilir ve iptal edilebilir.

Kontrol değişimleri sonucunda elde edilen ölçülebilen tasarruf önündeki engeller

- Kontrol parametreleri neredeyse her zaman kullanıcı tarafından ayarlanabilir ve genellikle proje sonrası ölçme süreci de dahil olmak üzere proje boyunca ince ayara tabi tutulacaktır.
- Kontrol algoritmaları genellikle bağımsız olmayan çoklu değişkenler içerir. Buradaki belirsizlik, bir değer diğer ile etkileşim içinde olmasıdır. Proje aşamasında suni olarak artırılmış olan toplam tasarruf miktarı, bölümlerin toplam tasarrufundan düşük olabilir.
- Kalite, konfor, havalandırma veya diğer özelliklerde iyileşmeye yol açan kontrol sistemindeki değişiklikler, bazı durumlarda enerji kullanımını arttıracaktır. Böylece elde edilecek tüm tasarruf baştan kaybedilecektir.

Metodoloji

Değişkenleri ve kendi aralarındaki etkileşimleri tanımlamak gerekir. Analizleri basitleştirmek için değişkenler azaltılır. Belirsizlikler ile elde edilmesi planlanan tasarruf arasında ilişki vardır. Tecrübelerle dayanılarak hesaplanan tasarruf miktarı, toplam maliyetin bir oranı olarak belirtilmelidir. Tüm bu göstergeler kullanılarak, gerçekçi olmayan aşırı tasarruf miktarı revize edilmelidir. Proje tamamlandıktan sonra gerekli ölçümler yapılarak gerçek ve tahmin edilen tasarruf arasındaki fark belirlenmelidir.

Nicel tasarruf örnekleri

Aşağıda otomatik kontrol ile genel olarak nasıl tasarruf yapılacağına örnekleri verilmektedir. Metodların çoğu basitleştirilmiş yöntemlere dayanmaktadır. Daha hassas sonuçlar bilgisayar modelleri kullanılarak hesap edilebilir. Fazla yatırım yapmadan aşağıda gösterilen metodlar kullanılarak olası tasarruflar belirlenerek, alınan önlemlere değip değmediği sonucuna varılabilir.

Kondenser su rejiminin yeniden belirlenmesi

Soğutma kulesi terimi olan “yaklaşım (approach)”, kondenser suyu çıkış sıcaklığı ile ortam yaş termometre sıcaklığı arasındaki farktır.

Değişkenler

Chillerin kW/ton değeri soğutma yüküne ve soğutma kulesi kW/ton değeri ise, yaş termometre sıcaklığı ve yaklaşım değerine göre değişir. Soğutma kulesi fanının sarf ettiği enerji ise saatteki ton cinsinden soğutma kapasitesine, kule kapasitesine ve dış hava yaş termometre sıcaklığına bağlı olan yoğunlaşma sıcaklığına göre değişiklik gösterir. Toplam tasarruf değeri, yıllık ton-saat cinsinden kapasiteye, chiller verimine, chiller veriminin kule verimine oranına (kW/ton), chiller’in kondenserine girecek en düşük su sıcaklığı ve anlık yaş termometre değerlerine göre değişir. Yaş termometre sıcaklığının bir değişken olarak bu hesaplamalarda yer alması, yıllık tasarruf değerlerinin coğrafik koşullara bağlı olarak değişeceğini gösterir.

Kondenser yoğunlaşma sıcaklığı düşürüldüğü zaman chiller için ihtiyaç hissedilen enerji talebi de azalacaktır (derece başına %1-1,5). Bununla beraber, düşük yaklaşım sıcaklıklarında soğutma kulesi verimi azalır ve chiller enerjisinden elde edilen kazancın soğutma kulesindeki verim azalışına denk geldiği bir noktaya ulaşılır. Bu denge noktasının yeri soğutma kulesi kapasitesine bağlıdır. Soğutma kulesinin kaybı, yaklaşım sıcaklığına bağlıdır ve 4 °C’nin altındaki yaklaşım değerinin her bir derece azalmasında keskin bir şekilde düşüş gösterir. Yaklaşım değerinin her bir 1 °C azalmasında soğutma kulesi fan gücünde %9 artış olur.

Chillerler kontrol prosesini fiziksel olarak sınırlar. Bazıları diğerlerinden daha soğuk kondenser suyu kullanırlar. Santrifuj chiller’ler, üretici firmaya göre değişmekle birlikte 13-21 °C kondenser suyu dolaştırırlar. Vidalı chillerler için genellikle kondenser giriş suyu sıcaklığı 21 °C’dir. Pistonlu kompresörlü çillerlerde ise bu sıcaklık 21 °C ile sınırlandırılmakla beraber, daha düşük sıcaklıklarda da çalışabilirler.

ÖNEMLİ: Her bir uygulama için chiller’in su rejimi sınırları belirlenmelidir ve kontrol sistemi çillerin zarar görmesini önlemek için bu sınırlar dahilinde çalıştırmalıdır.

0,5 kW/ton verimliliğe sahip ve 0,07 kW/ton ve yaklaşım değeri 7 °C’den 4 °C’ye düşen soğutma kulesiyle birlikte çalışan bir chiller’in enerji sarfıyatı, 7 °C yaklaşım değerine nazaran daha yüksek olacaktır. Çünkü soğutma kulesinin fan gücü artacaktır. Aynı örnekte her şeyi sabit tutarak, yalnızca soğutma kulesini 0,04 kW/ton kapasitede kullanarak, her 1 °C başına toplam soğutma enerjisinden %0,35 tasarruf edilebilirdi. Bu örnek göstermiştir ki, tasarım yaş termometre koşullarına yakın değerlerde çalıştığında, kondenser su sıcaklığının yeniden set edilmesiyle elde edilecek tüm tasarruf,

daha verimli bir kule (0,04 kW/ton) kullanılmadığı müddetçe soğutma kulesinin sarfiyatının artmasından dolayı başa baş gelecektir. Dolayısıyla, kontrol stratejisi işletme ayar değerinin dış hava yaş termometre sıcaklığına bağlı olarak sürekli ayarlanması esasına dayanacaktır. Dış hava yaş termometre sıcaklığı tasarım değerinin altına indiğinde, daha az enerji ile daha soğuk su üretecektir. Şüphesiz ki, geçiş dönemlerinde ve geceleri chiller yükü düşük olacaktır. Bu yüzden chiller yük profilini ve anlık yaş termometre sıcaklığını bilmek tasarrufları hesaplamak için anahtar öneme sahiptir. Düşük kondenser su sıcaklıklarında çalışan ve İç Anadolu gibi düşük yaş termometre sıcaklıklarında soğutma ihtiyacını karşılayan chiller’ler, kondenser su sıcaklığının dış hava yaş termometre sıcaklığına göre yeniden ayarını mümkün kılan bir kontrol sistemi ile yıllık %10-15 tasarruf ile gerçekleştirebilirler. Tablo 4.19’da bahsedilen sisteminin sayısal sonuçları gösterilmektedir.

Tablo 4.19 Kondenser Rejiminin Yeniden Ayarlanmasından Sağlanacak Toplam Enerji Tasarrufunda Soğutma Kulesi Seçiminin Etkileri (Yaklaşım değeri 6°C’den 3,5°C’ye düşürüldü, Chiller 0.5 kW/ton)

Nominal soğutma kulesi kW/ton	Nominal chiller/kule kW/ton oranı	Her 0,5°C Sıcaklık düşüşünde tasarruf edilen soğutma enerjisi toplamı yüzdesi
0,03	16,7	%0,63
0,04	12,6	%0,35
0,05	10,0	%0,08
0,06	8,3	%-0,18
0,07	7,1	%-0,42
0,08	6,3	%-0,66
0,09	5,6	%-0,88
0,10	5,0	%-1,10

Tablo 4.20, soğutma kulesinin bağıl güç değerinin (kW/ton) soğutma kulesi optimum su çıkış sıcaklığının ayar değerini nasıl etkilediğini göstermektedir. Yaklaşım değeri, optimum kondenser sıcaklığı hesabı için parametredir ve kullanımda olan soğutma kulesi baz alınarak seçilmelidir. Toplam soğutma verimliliği (kW/ton) için önerilen soğutma kulesi yaklaşım değerleri aşağıda gösterilmiştir. Bu değerler bütün chiller ve soğutma kulesi kombinasyonlarına uygulanabilir. Optimum soğutma kulesi set değeri, hesaplanan yaş termometre sıcaklığına yaklaşım değeri eklenerek bulunur.

Tablo 4.20 Optimum Kondenser Su Sıcaklığında Soğutma Kulesinin Etkileri

Chiller kW/ton	Kule kW/ton	Chiller/tower oranı kW/ton	Kondenser su rejiminin yeniden ayarlanması için en düşük ekonomik kule "yaklaşım" değeri, °C
0,5	0,1	5:1	7,5
0,5	0,085	6:1	6,75
0,5	0,07	7:1	6
0,5	0,06	8:1	5,5
0,5	0,05	10:1	5
0,5	0,04	12,5:1	4,25
0,5	0,03	17:1	3,5

4.10 ALTERNATİF SOĞUTKANLARININ VERİMLİLİK AÇISINDAN KARŞILAŞTIRILMASI

Soğutma sistemlerinin verimli çalışabilmesi için uygun akışkan seçimi önemli bir faktördür. Akışkan seçimi yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıklarına, kompresör tipine, çevresel etkilere bağlı olarak değişmektedir. Özellikle yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak standartlarda belirlenen sıcaklık farklarının sağlanması gerekmektedir.

Diğer taraftan sistemde dolaştırılması gerekli olan soğutucu akışkan miktarı doğru bir şekilde belirlenmelidir. Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin fonksiyonlarını tam olarak yerine getirebilmeleri için, bu sistemlerde uygun miktarda soğutucu akışkanın bulunması gerekir. Soğutucu akışkanın gerekenden az olması durumunda sistem içinde yeterli debide akışkan sirkülasyonu sağlanamayacağı için kompresör emiş basıncı azalır ve sistemin soğutma kapasitesi düşer. Hermetik kompresörlerde motorun soğutulması stator sargıları üzerinden geçen akışkan ile sağlandığından, akışkan debisinin düşük oluşu kompresörde aşırı ısınmaya neden olur. Ayrıca soğutma yağının akışkan tarafından kompresöre taşınması zorlaşır ve sistemin çeşitli yerlerinde istenilmeyen yağ birikimleri görülür. Bunun sonucunda kompresör yağ seviyesinin azalmasından kaynaklanan arızalar ortaya çıkar. Soğutucu akışkanın gerekenden fazla olması durumunda ise kondenserde aşırı miktarda sıvı akışkan bulunur ve kompresör çıkış basıncı normal değerinin üzerine çıkar. Yüksek soğutucu akışkan debisi için yetersiz kalan evaporatörden çıkan akışkan kızgın buhar olmayıp, doymuş sıvı-doymuş buhar karışımından oluşur. Akümülatörün de yetersiz kalmasıyla kompresöre sıvı akışkan girmesi durumunda kompresör

valflerinin zarar görmesi ve kompresör yağının sıvı akışkan tarafından dışarıya sürüklenmesi gibi olumsuzluklar ile karşılaşılır. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde bulunması gereken soğutucu akışkanın miktarının çok hassas bir değerde olmasına gerek yoktur. Buna karşılık küçük kapasiteli soğutma sistemleri için kritik bir soğutucu akışkan şarjı söz konusu olup, sistemden istenen performansı alabilmek için bu kritik şarjın sağlanması gerekir. Kritik şarjın değeri ise sistemin soğutma kapasitesine, boru hattının uzunluğuna, soğutucu akışkanın türüne ve çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak değişir. Kritik şarjın, ya da büyük soğutma sistemlerini de kapsayacak daha genel bir deyimle uygun miktarda soğutucu akışkan şarjının yapılabilmesi için farklı metodlar kullanılmaktadır. Eğer sisteme konulacak soğutucu akışkan miktarı belli ise akışkan sisteme şarj edilirken ağırlık ölçülerek verilmelidir. Eğer sistem az veya fazla akışkanla şarj edilirse sistemin enerji verimliliği düşecektir. İdeal verim ideal kritik şarj değerlerinde elde edilmektedir.

Sistem sürekli izlenmeli herhengi bir kaçak ve sızıntının olup olmadığı takip edilmelidir. Kloroflorlu soğutucu akışkanlar Kyoto veya Montreal Protokolü'ne göre denetlenmektedir. Bu nedenle, soğutucu akışkanların atmosfere karışmasını önlemek ve enerji verimliliğini maksimize etmek için soğutucu akışkanların kontrol altında tutulması ve herhangi bir sızıntının veya kaçağın erken bir aşamada tespit edilmesi gereklidir. Bunun için uygulamada otomatik soğutucu akışkan izleme sistemleri bulunmaktadır. Avrupa Birliği'nde soğutucu akışkan miktarı 300 kg'ın üzerindeki sistemlerde izleme sistemi bulunması yasal zorunluluktur.

İzlemenin faydaları:

- Erken farkına varma, sistemin eksik kapasite ile çalışmasını önlemiş olur.
- Bina ve sisteminizin çevre ve insan sağlığı üzerindeki olumsuz etkileri azaltır.
- Ekipmanınızın verimli çalışmasını sağlar.
- Maliyetli arıza riskinde azalma olur.
- Ekipmanınızın ömrünün uzamasına neden olur. Optimum soğutucu akışkan şarjı sistemde kullanılan elemanların gerilimini azaltır.
- F-Gaz düzenlemesine ve/veya ozon düzenlemesi işyeri kurallarına (emniyet ve güvenlik) ve diğer ulusal düzenlemelere uygunluk oluşturur.

Sızdırmazlık muayenesinin faydaları:

- Çevreye olumsuz etkileri azaltır.
- Sızıntının çabuk tespit edilmesi, daha fazla soğutucu akışkan kaybını önler.
- Yerel yasa ve düzenlemelere uygunluk sağlar.
- Sistemde meydana gelebilecek maliyetli arızaların oluşmasını önlemede yardımcı olur.
- Sistemin yetersiz kapasitede çalışmasını önler.

4.11 ABSORBSİYONLU (LiBr/Su) SU SOĞUTMA GRUPLARI VE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri temelde çalışma prensibi olarak buhar sıkıştırma-
lı mekanik soğutma sistemlerine benzerler. 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 çiftleri olmasına rağmen
son yıllarda uygulamada Amonyak (NH₃)-Su ve Su-Lityum Bromür (LiBr) çiftleri
kullanılmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri buhar sıkıştırma mekanik so-
ğutma sistemlerine göre daha pahalıdır. Yapıları daha karmaşık ve kapladıkları hacim
daha fazladır. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri atık ısı enerjisinin olduğu tesis-
lerde veya birim enerji maliyetlerinin elektrığe göre çok daha düşük olan yakıtların
kullanıldığı ülkelerde enerji maliyetlerini çok fazla düşürmektedir. Absorbsiyonlu
soğutma sistemlerin etkinlik katsayısı (EER) aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$EER = \frac{\text{Soğutma Kapasitesi}}{\text{Harcanan Enerji}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{ısıtma}} + W_{\text{pompa}}}$$

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, konsantre sıvıdan, soğutucu sıvının ısı ile ay-
rıştırılıp tekrar birleştirilmesi mantığı üzerine çalışmaktadır. Yüksek konsantreli
sıvı soğutucu, sıvıyı kendi bünyesine alarak doğal bir seyrelme durumu gerçekleşir.
Bunun tersi durumda ise, ısı ile soğutucu sıvı konsantreden ayrışarak daha deri-
şik bir konsantre ortaya çıkaracaktır. Lityum Bromür; soğuduğu zaman suyu kendi
bünyesine alıp ve ısıya maruz kaldığında da suyu kendi bünyesinden ayırdığı için
piyasada mevcut en yaygın maddedir. Su, LiBr içerisine geçtiğinde soğurma olayı,
LiBr bünyesinden ayrıldığında ise buharlaşma olayı gerçekleşir. İstenilen sıcaklık
değerini yakalamak için suyun düşük sıcaklık değerlerinde buharlaştırılması dola-
yısıyla sistemin çok düşük basınçlarda (vakumda) çalışması gerekmektedir. Kulla-
nılan absorbsiyonlu soğutma sistemleri tek kademeli ve çift kademeli olmak üzere
temelde iki farklı çevrimden oluşmaktadır. Tek kademeli absorbsiyonlu soğutma
sistemleri, enerjilerini sıcak su veya düşük basınçlı buhardan alır ve daha basit bir
makine tasarımına sahiptirler. Soğutma tesir katsayıları (EER) 0,7 ile 1 arasında
değişmektedir. Çift kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemleri, enerjisini nispeten
daha büyük basınçlı buhardan elde eder ve biraz daha karmaşık bir yapıya sahiptir.
Soğutma tesir katsayıları 1,0 ile 1,4 arasında değişmektedir. Her ikisinde de soğutma
prensibi aynıdır. Sistemlere enerjinin verilmesi farklı yollarla yapılabilir.

Atık ısının direkt olarak sisteme uygulanması yerine atık ısıdan buhar elde edilerek gerçekleştirilen uygulamalarda ilave bir takım yatırımlarla sistemin ilk maliyetini artırmaktadır, ancak sonraki işletme giderleri ve gereken ısı dengelerinin korunması açısından işletme sırasında sistem daha verimli çalışmaktadır. Atık ısının direkt olarak kullanılması durumu da söz konusudur, bu gibi durumlarda ilk yatırım maliyetini etkileyen en büyük unsur, makina bedelinin yükselmesi olacaktır. İşletme sırasında da ısı ile ortaya çıkacak bir takım olumsuzluklar olabilmektedir.

Buharlı sistemlerin en avantajlı yönleri şunlardır;

- Uygulama için daha az alana ihtiyaç vardır
- Makine bedeli daha düşüktür
- İşletme esnasında ısı kontrolü daha zordur
- Daha az servis gerektirir

Direkt ısı uygulanan sistemlerin olumsuz yönleri ise şunlardır;

- Yanma gazının tahliyesi gerekmektedir
- Makine bedeli daha yüksektir
- Yanmaya maruz kalan metal kısımların ömürleri daha düşüktür
- İşletme sırasında ısı kontrolü kontrol edilemez duruma geçebilir

Kullanılacak makinanın belirlenmesi enerji verimliliği için en önemli unsurlardan biridir. Uygun enerji kaynağına göre uygun absorbsiyonlu cihaz seçilmelidir. Uygun cihaz ve makine tipi belirlenmelidir. Diğer önemli nokta, bir sistemin verimli çalışması için o sistemdeki kontrol elemanlarının işlevselliği ve kontrol aralıklarının hassasiyeti olmaktadır. Absorbsiyonlu makineler elektrikli makinelere göre daha geç tepki verdiklerinden, kontrol elemanları daha hassas ve daha çabuk tepki vermek üzere seçilmelidir. Sistem kontrol elemanlarından gelen bilgilere göre, genel anlamda makinenin nasıl çalıştığına doğru olarak karar verebilmeli ve gerekli olan ısı girişini ayarlayabilmelidir. Gecikmiş bir tepki, makinanın ve sistemin çökmesine sebep olabilir. Verimi artırıcı diğer bir önemli unsur ise, sistemin işletme sırasındaki servis ve bakım işlemleridir. Makinenin içi yani konsantre tarafı, makinanın dışı yani; kule, soğutma devresi, buhar hatlarında sezon başı ve sezon sonu yapılması gereken bir çok kontrol ve ölçümler söz konusudur. Bu kontroller sonrasında yapılacak iyileştirmeler, sistemdeki verim kayıplarını ortadan kaldıracaktır. Sonuç olarak absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde enerji verimliliğini artırmak için aşağıda belirtilen hususlar göz önünde bulundurulmalıdır:

- Makine tipi
- Konsantre sıvı yoğunluğu
- Jeneratöre su giriş sıcaklık veya buhar basıncı giriş değerleri

- Enerjinin uygulanma tipi
- Kontrol elemanlarının çeşitliliği
- İşletme bakımları
- Ortam şartlarıdır

Absorbsiyonlu chillerler ile normal mekanik chiller'lerin sayısal değer olarak karşılaştırmasını yapmak için aşağıda bir örnek verilmiştir. Bu örnekte absorbsiyonlu chiller'in jeneratöründe kullanılan enerji %100 atık enerjiden elde edilmiştir. Aşağıda verilen değerler A firmasının tek etkili absorbsiyolu chiller'i için gerçek değerlerdir.

Soğutma kapasitesi: 515 ton ($515 \times 3,52 \text{ kW}$)=1812,8 kW

Harcanan Toplam elektrik tüketimi: 13,1 kW

- Solüsyon pompası: 5,5 kW jeneratör
- Solüsyon pompası: 2,2 kW absorber
- Soğutucu akışkan pompası: 1,5 kW evaporatör
- Vakum pompası: 0,4 kW
- Otomatik kontrol ve diğer harcamalar: 3,5 kW

Soğutma kapasitesi yaklaşık 515 ton (1812 kW) ve sistemin harcadığı toplam enerji ise 13,1 kW olmaktadır. Kullanılan absorbsiyonlu chillerde atık baca gazı enerjisinden faydalanılmaktadır. Eğer bu sistem yerine mekanik chiller kullanılırsa ve en ideal yaklaşımla sistemin EER değeri 5 kabul edilirse harcamayağı toplam enerji $1812,8/5=326,5 \text{ kW}$ olacaktır. İki değer arasında çok büyük fark ($326,5-13,1=313,4 \text{ kW}$) bulunmaktadır. Enerji verimliliği açısından ele alındığına eğer atık enerji sistemde mevcut ise absorbsiyonlu chillerler çok avantajlı olmaktadır. Eğer sisteminizde atık enerji veya atık buhar yok ise absorbsiyonlu chillerler avantajlı değildirler. Ancak ülkelere göre doğalgaz veya kömür gibi yakıtlardan herhangi biri çok ucuz ve elektrik pahalı ise direkt yanmalı absorbsiyonlu chillerleri tercih edilmelidir.

Kaynaklar:

- [1] Energy Efficiency Manual, Donald R. Wulfinhoff, ISBN 0-9657926-7-6, Energy Institute Press, 1999.
- [2] Energy Management Handbook, Wayne C. Turner, Steve Doty, 6th edition, ISBN: 0-88173-542-6, The Fairmont Press, Inc., 2007.
- [3] ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) <http://www.ashrae.org/publications/page/158>, Mayıs 2011'de erişildi.
- [4] Ömer DEMİREL, ALARKO-CARRIER San. ve Tic. A.Ş. TTMD Dergisi-Mayıs-Haziran 1999.
- [5] Hewitt, G, Shires, G, Bott, T., 1994, Process Heat Transfer, CRC Press Inc, Florida.
- [6] Hava soğutmalı kondenserin ısı analizi ve tasarımı, bitirme projesi, Eren EGE, Projeyi Yöneten Yrd. Doç. Dr. Aytunç EREK, Ocak 2007, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- [7] Kanatlı Borulu Tip Hava Soğutmalı Kondenserler ve Sistem Enerji Verimliliğine Etkileri, Hasan ACÜL.
- [8] Kuru Soğutuculu Doğal Soğutma Uygulamaları ile İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Verimliliği, Hasan ACÜL
- [9] http://www.derenkimya.com.tr/documents/Sogutma_Kulesi_Guvenligi.pdf, Nisan 2011'de erişildi.
- [10] http://www.alarko-carrier.com.tr/Urun/brosur/Mita_MCC_brs.pdf, Mayıs 2011'de erişildi.
- [11] Yrd.Doç.Dr.Zehra YUMURTACI, Abdülkadir SARIGÜL, Santrifüj Pompalarda Enerji Verimliliği ve Uygulamaları, Mart 2011, http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/49e2c3e449a0ffa_ek.pdf?dergi=1116

BÖLÜM 5

İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

5.1 AMAÇ

Bir binadaki mekanik ısıtma ve soğutma yükü, güneşten ve dahili ısı kazançları ile bina zarfından ve dış havadan sızıntı ile olan ısı kayıp ve kaçaklarından oluşur. Bir binadaki iklimlendirme sisteminin esas amacı, ısı enerjisi ekleyip çıkartarak bina- nın kuru termometre hava sıcaklığı, nem oranı ve hava kalitesini düzenlemektir. Ticari binaların değişik mekanik sistemlerinde önemli rol oynayan enerjinin do- ğası gereği, ısıtma ve soğutma yükü ile iklimlendirme sisteminin harcadığı enerji arasında çok küçük bir ilişki vardır. Bu bölümde, ticari binalardaki iklimlendirme sistemlerinde enerjinin boşa harcanmasının nedenleri anlatılmaktadır. Bu nedenler, enerji dönüşüm teknolojileri, sistem tipi seçimi, dış havanın kullanımı veya yanlış kullanımı, kontrol stratejileri vb. olmak üzere çeşitli alt başlıklara ayrılabilir.

Bir iklimlendirme sisteminin tasarım şartlarına uygun çalışıp çalışmadığını belirle- mek oldukça yararlı olur. Eğer uygun ise, sistem üzerinde iyileştirmeler yapmadan önce bakım işlemlerini gerçekleştirmek uygun bir çözümdür. Bununla beraber, çok eski sistemleri orijinal tasarım değerlerine getirmek için yapılacak çalışmalar, har- canacak para ve zamana değmeyebilir. Bina ve iklimlendirme sistemi için gelecekte planlanan değişimleri de gözönünde bulundurmak, enerji verimliliği açısından dik- kate alınması gereken bir husustur. Binanın işletme planlarında değişiklikler olacak mı? Değişimlerin boyutu nedir? Sistemin mevcut ve gelecek durumu hakkında ye- terli veriler topladığımızda, uygulanması düşünülen enerji tasarrufu tekniklerinin sonuçlarını daha iyi değerlendirebiliriz.

5.2 MERKEZİ İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNDE VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Bir tesisteki HVAC sistemleri incelendiğinde, ilk adım çalışılması gereken cihaz ve kontrol sistemlerini belirlemektir. Genellikle iklimlendirme sistemini iki kategori- ye ayırmakta fayda vardır. Bunlar, ısıtma ve soğutma, havalandırma sistemlerdir. Kazanlar, chiller'ler, soğutma kuleleri ve klima santralleri gibi ana ekipmanlardan otomatik veya manuel termostat, vana ve ölçme cihazları da dahil olmak üzere çeşit- li kontrol sistemlerine kadar bütün cihazların özelliklerini belgelemek gerekir. Böylece sistemde enerji verimliliği için yapılabilecek değiştirme ve geliştirmeler rahatlıkla izlenebilir ve değerlendirilebilir. İkinci adım, sistemin nasıl işletildiğini

belirlemektir. Bu da sistemin işletme parametrelerine ve amacına uygun çalışıp çalışmadığını belirlemeyi gerektirir. Teoride ve tam yüklü çalışma koşullarında belirlenen verimlilikle normal şartlar altındaki verim arasında önemli farklılıklar olabilir. Sistemin çalışma saatleri nelerdir? Sistemde ne tür otomatik kontrol kullanılıyor? Sistemin çalışması tasarlandığından farklı olabileceği için sistemin gerçekte nasıl çalıştığı gözlemlenmelidir. Mühendis veya yöneticilerdense sistemin nasıl çalıştığını bilen operatör veya kullanıcılara danışmak daha yararlı olacaktır. Eğer sistem artık tasarım koşullarında çalışmıyorsa, hangi parametrelerin bu değişikliğe neden olduğunu belirlemek son derece yararlıdır. Bakımdaki gecikmeler ve bina veya sistemdeki değişiklikler potansiyel sebeplerdir. İklimlendirme sisteminde eşdeğer değişiklikler yapmadan binada yapısal veya mimari değişiklikler yapılmış mıdır? Bina işletme şartlarında değişiklikler var mı? Sistem hala düzgün bir şekilde denge- de mi? Rutin bakım yapılmış mı? Planlı koruyucu bakım yapıyor mu?

5.2.1 Klima Santrallerinde Verimlilik Artırma Yöntemleri

Klima santralleri kısaca hava şartlandırma üniteleri şeklinde tanımlanabilir. Kullanım amacı; kapalı bir mahaldeki havanın sıcaklığının ve neminin istenilen sınır şartlarında sabit tutmasıdır. Bu proses bilinen dört termodinamik hava şartlandırılma fonksiyonu ile gerçekleştirilir. Bunlar;

- Isıtma
- Soğutma
- Nem Alma
- Nemlendirme

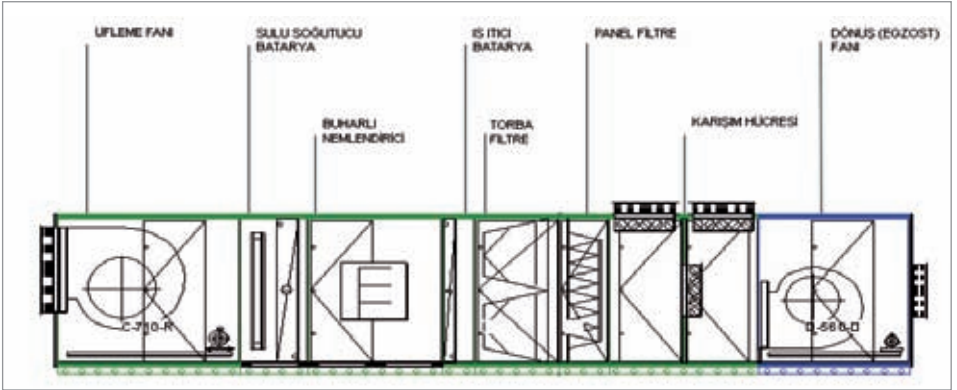
şeklinde tanımlanır. Klima santralleri bu fonksiyonlarının dışında, kapalı mahaldeki kişilerin ihtiyaç olan temiz havayı da temin etmek ayrıca temiz hava veya geri dönüş havasındaki katı partikülleri, gazları ve mikroorganizmaları tutabilmek amacıyla da kullanılır. Klima santrallerini, konfor ve endüstriyel olmak üzere iki ana grupta sınıflandırmak mümkündür.

Konfor amaçlı klima santralleri insanların yaşam alanlarındaki uygun hava koşullarını elde etmek için kullanılırlar. Endüstriyel tip klima santrallerin amacı ise üretilen ürün için uygun hava koşullarının elde edilmesidir. En yaygın uygulama alanları ise iplik üretim tesisleri, kâğıt üretimi ve baskı tesisleri, gıda endüstrisi, seramik fabrikaları ve petro- kimya tesisleridir.

Tüm bunların dışında ilaç üretim tesislerinde, ameliyathanelerde, havuzlarda, müzelerde ve laboratuarlarda kullanılan klima santralleri özel bir yere sahiptirler. Bu santraller tasarım, üretim ve testler anlamında hassas mühendislik çalışması gerektirmektedir.

Bazı endüstriyel uygulamalarda klima santralleri için inşai karkas kullanılsa da genellikle, alüminyum profilili veya çelik çekme taşıyıcı konstrüksiyon ve izoleli çift cidarlı paneller kullanılarak klima santralı dış gövdesi oluşturulur. Standart bir uygulama için tasarlanmış bir klima santralı Şekil 5.1’de gösterilmiştir. Bir klima santrali en genel anlamıyla aşağıda tanımlanan hücrelerden oluşur;

- Damperli hava karışım hücreleri,
- Filtre hücreleri
- Isıtıcı batarya
- Soğutucu batarya
- Nemlendirici
- Isı geri kazanım ünitesi
- Kimyasal nem alıcı ünite
- Emiş ve üfleme hücreleri
- Fan hücreleri
- Susturucu



Şekil 5.1 Klima Santrali

Klima santrallerinde enerji verimliliği söz konusu olduğunda, fan motorları, enerji geri kazanım bölümleri yanı sıra ısıtma ve soğutma bataryalarında harcanan primer enerjinin miktarı gibi bazı parametrelerin incelenmesi gerekir.

Burada klima santralinin ısıtma ve soğutma bataryalarına ısıtma veya soğutma enerjisinin taşınması için tüketilen enerji primer enerji (örneğin sulu bataryalarda sirkülasyon pompasının harcadığı enerji gibi) olarak adlandırılmaktadır.

5.2.2 Hava Kaçakları

Santrallerde hava kaçağının doğal olarak mümkün olduğu kadar az olması istenmektedir. Hava kaçaklarının ana nedeni, santral içi ve dışı arasındaki basınç farkıdır. Santral içinde oluşan pozitif basınç durumlarında, santral içi havası dışarıya sızarken, negatif basınç durumlarında ise hava, dış ortamdan santral içine sızmaktadır. Eşit pozitif veya negatif basınç değerlerinde hava kaçak oranı farklı olabilir. Bu nedenle EN 1886 standardında, hava kaçak sınıfı pozitif ve negatif basınç durumları için farklı oranlarda tanımlanmıştır.

Klima santralinin konstrüksiyonuna ve nominal çalışma basıncına bağlı olarak hava kaçağı aşağıdaki test şartlarında ölçülür:

- Eğer cihazda sadece negatif basınç varsa, tüm hücreler 400 Pa negatif basınçta
- Eğer fandan sonraki çalışma basıncı 250 Pa'dan fazla ise, pozitif basınç hücreleri 700 Pa ve üzerinde.

Eğer çalışma basıncı 700 Pa'nın üzerinde ise pozitif basınçlı hücreler çalışma basıncında test edilir. Geri kalan bölümler 400 Pa negatif basınçta test edilir. İlgili gövde bölümünde izin verilen hava kaçağı filtre sınıfı ile ilişkilidir. Tablo 5.1'de ilgili filtre sınıfları ile birlikte hava kaçak sınıfları verilmektedir.

Tablo 5.1 EN 1886 - 2007'e göre hava kaçak sınıfı

Kaçak sınıfı 2007 (1998)	-400 Pa'da maksimum kaçak L/sm ²	+700 Pa'da maksimum kaçak L/sm ²	EN779'a göre maksimum filtre sınıfı	Kalite
L1 (-)	0,15	0,22	F9'dan iyi	++
L2 (B)	0,44	0,63	F8-F9	+
L3 (A)	1,32	1,90	G1-F7	-

5.2.3 Filtreler

HVAC sistemlerindeki filtrelerin görevi sadece havalandırılan odaları kirlilikten korumak değil, aynı zamanda HVAC sisteminin kendisini korumaktır. EN 779'a göre F5 ve F9 filtre sınıflarının kullanımı ile bu sağlanabilir. Filtreler üretilirken bakteri oluşumuna neden olacak eleman ve malzemeler kullanılmamalıdır. Sızdırmazlık, direnç ve bypass kaçakları için genel şartlar EN 1886'da belirtilmiştir. Filtre bölümünün servis tarafına kapı konmalıdır. Servis kapısının eni ve boyu sökölüp değiştirilmesi gereken filtre elemanından büyük olmalıdır. Servis kapısı tarafında ve filtrelerin ön tarafında filtrelerin çıkarılması ve değiştirilmesi için yeterli boş alan olmalıdır. Filtre bölümüne basınç kaybını görmek için manometre eklenmelidir. Soğuk iklimlerde kırılganın

toplanma olasılığı için giriş havasının hafif ön ısıtmaya tabi tutulması gerekir. Tablo 5.2’de partikül boyuna göre kullanılması gereken filtre sınıfları belirtilmiştir. Klima santralinde kullanılan filtreleri altı ana grupta toplayabiliriz.

1. Ön Filtreler (Düşük Verimli)
2. Hassas Filtreler (Orta / Yüksek Verimli)
3. Rijid Filtreler
4. HEPA ve ULPA Filtreler (Çok Yüksek Verimli)
5. Aktif Karbon Filtreler
6. Nükleer Filtreler

Tablo 5.2 Partikül boyu ile filtre sınıfı ilişkisi

Partikül boyutu (µm)	Filtre sınıfı
30-10 µm	G1-G3
10-15 µm	G4
5-3 µm	F5
3-1 µm	F6-F8
1-0,5 µm	F9
0,5-0,01 µm	H13

5.2.4 Yalıtım

Isı yalıtımı; enerji kazanımı amacıyla, sıcaklık farklarından oluşabilecek ısı kaybı ve kazançlarını azaltmak için alınması gereken bir önlemdir. Genel olarak binalarda ve tesisatta kullanılmaktadır. Isı yalıtımı üç boyutu ile değerlendirilmektedir. Bunlardan ilki enerji tasarrufu boyutudur. Isı kaybı azaltılarak, kullanılan ısıtıcı malzemenin (radyatör, kazan kapasitesi gibi) tasarruf edilmekte ve tesisattaki ilk yatırım maliyetleri düşürülmektedir. Bunlarla birlikte, daha az yakıt kullanımı da parasal tasarrufu ortaya çıkarmaktadır.

Isı yalıtımı yolu ile enerji tasarrufu konusunda birçok Avrupa ülkesinden geride olan ülkemizde; enerjinin etkin ve tasarruflu kullanılması bilinci halen tam olarak yerleşmemiştir. Halbuki, her yıl artan enerji ihtiyacını karşılamak için enerji kapasitesini artırmak kadar, onu tasarruflu kullanmak da önem arz etmektedir. Bir diğer boyut, çevre boyutudur. Kömür, petrol gibi fosil yakıtların yanması sonucu CO₂ ve SO₂ gibi büyük miktarlarda atık gaz hava kirliliğine sebep olmaktadır. Bu atık gazlar, dünyanın geri yansıttığı güneş ışınlarını da tutarak, dünya sıcaklığının artmasına yol açarlar. Maalesef ilerki yıllarda iklimlerin değişmesi, bitki ve canlıların zararlı asit yağmurlarına maruz kalması kaçınılmaz olacaktır.

Isı yalıtımının son boyutu ise ısı konfordur. Günümüzde; özellikle insanların toplu şekilde bulundukları ofis ortamları, alışveriş merkezleri ve konutlarda ısı konforun sağlanması esastır. Ancak bilinmelidir ki, ısı konforun tam anlamıyla sağlanması sadece ortamı ısıtarak değil, ısıtma sisteminin yapı ve tesisat yalıtımıyla da desteklenmesi sayesinde mümkün olur. Sanayi tesisleri için de aynı durum geçerlidir. Yalıtılmamış borulardan ve armatürlerden kaybolan enerji bir yana; yalıtımsız elemanlara dokunmak suretiyle meydana gelen yaralanmalar ve fazla ısınan ortamın sistem arızalarına ve performans düşüklüklerine neden olması asla istenmeyen durumlardır.

Isı Yalıtım Malzemesi Çeşitleri ve Özellikleri

Isı yalıtım malzemeleri; genelde bina yalıtımında, teknik tesisat yalıtımında ve sanayi tesisat yalıtımında kullanılmaktadır. Bina yalıtımında genel olarak; çatı, duvar, döşeme gibi yapı bileşenlerinin yalıtımları yapılır. Tesisat yalıtımında, ısıtma tesisatının ve sıhhi tesisatın yalıtımı, sanayi tesisatının yalıtımında ise, çeşitli endüstri tesislerinde boruların, kazan elektrofiltre gibi tesisatın yalıtımı yapılmaktadır.

Bu amaçlar için kullanılan malzemeler aşağıdaki gibi sınıflandırılabilirler:

- Mineral lifli malzemeler (Camyünü, Taşyünü, Seramikyünü)
- Sert plastik köpükler (Ekspand polistren-EPS, Ekstrüde Polistren-XPS, Fenol Köpüğü, Poliüretan)
- Yumuşak köpükler (flex malzemeler) (Elastomerik kauçuk köpüğü, polietilen köpük)
- Cam köpüğü, kalsiyum silikat türü malzemeler

5.2.5 Isı Geri Kazanım Cihazları

Genellikle taze hava santrallerinde (primer klima santrali) kullanıldığında ekonomik olmaktadır. Bu ünitelerin kullanım amacı, yapıdan egzoz edilen havanın taşıdığı enerjiyi yapının ihtiyacı olan temiz havaya transfer etmektedir. Klima santrallerinde kullanılan ısı geri kazanım üniteleri aşağıda belirtilmiştir. Klima santralinde kullanılması önerilmeden önce mutlaka enerji tasarrufu ve ilk yatırım maliyetleri kontrol edilmelidir. Enerji tasarrufu yapılırken egzoz havasında kullanılacak hava filtresi ve ısı geri kazanım ünitesi basınç kaybının egzoz fanı motoruna etkisi ve temiz hava tarafında kullanılan ısı geri kazanım ünitesi basınç kaybının üfleme fanı motoruna etkileri de göz önünde tutulmalıdır.

5.2.5.1 Plakalı Isı Geri Kazanım Ünitesi

- Bu ünitenin plakaları, korozyon dirençli alüminyumdan imal edilirler (Şekil 5.2).
- Temiz hava sıcaklığı 0°C'nin altında ise egzoz havası tarafındaki yoğun suyun

donma riskine karşı bypass damperi kullanılmalıdır.

- Basınç kaybının 200 Pa'ı geçmemesi önerilir.
- Isı geri kazanım ünitesi verimi sıcaklık bazlı %45-60 arasında olması gerekir.
- Egzoz havası filtre edilerek ısı geri kazanım ünitesine gönderilmelidir.

Taze hava sıcaklığı

t_1

Isı değiştiricisini terk eden temiz hava sıcaklığı

t_2

Mahal (egzoz) havası sıcaklığı

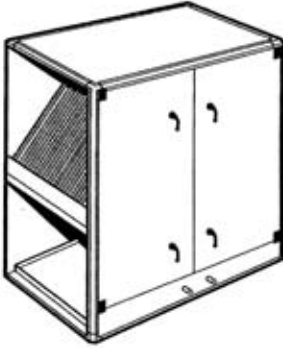
t_3

Isı değiştiricisi sıcaklık verimi (yoğuşmasız durum için)

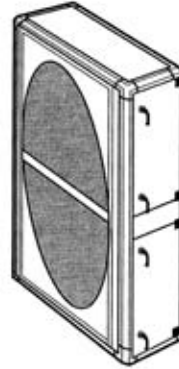
η_t

ise t_2 , aşağıdaki eşitlik yardımı ile bulunur.

$$t_2 = \eta_t (t_3 - t_1) + t_1 \quad (5.1)$$



Şekil 5.2 Plakalı ısı geri kazanım



Şekil 5.3 Döner tamburlu tip ısı geri kazanım ünitesi

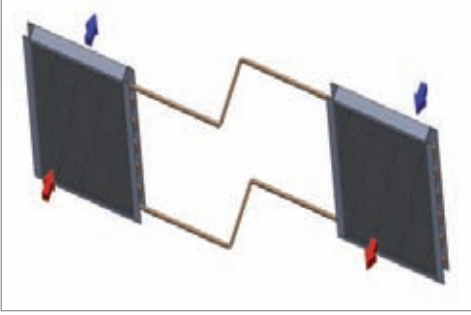
5.2.5.2 Döner Tamburlu Isı Geri Kazanım Ünitesi

- Döner tambur içinde oluklu alüminyum levhalar ısı transferini sağlar (Şekil 5.3).
- Levha yüzeyleri genellikle higroskopik madde ile kaplıdır.
- Egzoz havasının hem duyulur ısısı, hem gizli ısısı, dışarıdan alınan havaya transfer edilir.
- Basınç kaybının 200 Pa geçmemesi önerilir.
- Tambur verimi sıcaklık bazlı %70-75 arasındadır.
- Egzoz havası filtre edilerek ısı geri kazanım ünitesine gönderilmektedir.
- Tamburu terk eden temiz hava sıcaklığı (eşitlik 5.1) yardımı ile bulunur.

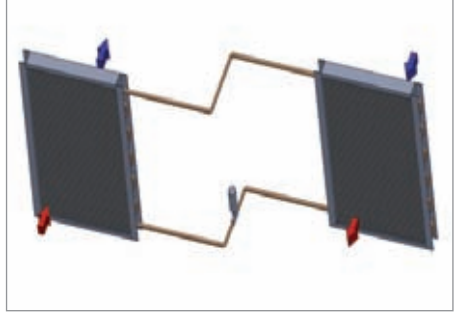
5.2.5.3 Ayrık İki Bataryalı Pasif ve Pompalı Isı Borulu Isı Geri Kazanım Bataryaları

Bu uygulamalarda, sistemin buharlaşma ve yoğunlaşma bölgelerini oluşturan iki ayrı batarya vardır. Bu bataryalar gerekli durumlarda uygulamada kolaylık ve esneklik sağlamak için birbirlerine belli bir mesafede konumlandırılabilir. Bataryaların dolayısıyla sistemin verimliliğinin düşmemesi için bataryalar arası mesafe doğru hesaplanmalıdır.

Pasif sistemin kullanıldığı uygulamalara göre bataryalar arasında daha uzun mesafelere gereksinim duyulduğunda sulu pompalı sistemlerden yararlanılmaktadır. Sistemin dezavantajı olarak pompa maliyetinin yanı sıra pompanın işletim ve bakım giderleri gösterilebilir (Şekil 5.5).



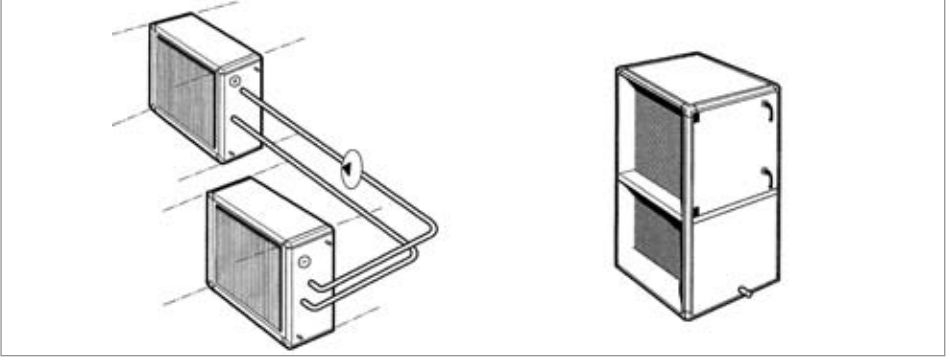
Şekil 5.4 Pasif ısı borulu ısı geri kazanım bataryaları



Şekil 5.5 Pompalı ısı borulu ısı geri kazanım bataryaları

- Bataryalar genellikle bakır boru alüminyum kanatlı olarak tasarlanır (Şekil 5.4).
- Egzoz havası tarafındaki bataryadaki suya transfer edilen ısı (havadan suya), temiz hava tarafındaki batarya yardımıyla, bataryadan geçen havaya transfer edilir (sudan havaya).
- İki batarya arasında dolaşan suya dış hava sıcaklığına bağlı olarak (donmaya karşı) glikol katılmalıdır. Dış hava sıcaklığı $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ olduğunda glikol oranı yaklaşık olarak %30 olmalıdır.
- Hijyenik uygulamalarda tercih edilir.
- Egzoz havası filtre edilerek ısı geri kazanım ünitesine gönderilmektedir.
- Ünite verimi sıcaklık bazlı %30-50 arasında olması tavsiye edilir.
- Tavsiye edilen maksimum alın hızı $3,0\text{ m/s}$ 'dir.
- Batarya hava tarafı basınç kaybının 200 Pa 'ı geçmemesi tavsiye edilir.
- Bataryayı terk eden temiz hava sıcaklığı (5.1)'den hesaplanır.
- Egzoz tarafındaki bataryada havanın yoğunlaşma olasılığı göz önünde tutularak yoğunlaşma tavası ve damla tutucu kullanılması tavsiye edilir.

- İki bataryayı birleştiren boru devresi üzerinde sıcaklık kontrol vanası ve genişleme tankı kullanılmalıdır.

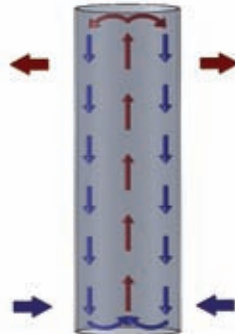


Şekil 5.6 İki borulu pompalı ısı geri kazanım ünitesi

5.2.5.4 Isı Borulu Isı Geri Kazanım ve Nem Alma Ünitesi

Isı Borusu Nedir?

Isı borusu, yapısında buharlaşmayla ortaya çıkan gizli ısıyı çok düşük sıcaklık farkıyla uzun mesafelere aktarabilen pasif bir ısı transfer aracıdır. Çalışması sırasında içindeki akışkan, borunun evaporasyon bölümünde buharlaşıp ısı çekerken, kondenzasyon bölümünde yoğunlaşarak ısı atar. Yoğuşan akışkan yerçekimi etkisiyle borunun evaporasyon bölümüne geri döner. Isı borusu, çeşitli alanlarda arzu edilen gereksinimleri karşılamak amacıyla değişik tipte üretilebilmektedir. Sadece ısı geri kazanımının esas olduğu durumlarda tek ve çift bataryalı dikey ve açılı yatay tipte Isı Borulu Isı Geri Kazanım Bataryaları kullanılmaktadır. İhtiyaca bağlı olarak sistemin buharlaşma ve yoğunlaşma kısımlarının birbirinden uzakta olması gerekiyorsa, sistem çift bataryalı olmalıdır. Bu tür durumlarda, bataryalar arasında akışkanın hareketini sağlayabilmek için bir pompadan yararlanılır. Şekil 5.7 ısı borusu çalışma prensibi verilmektedir.

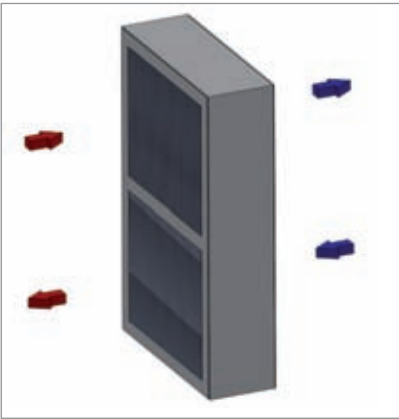


Şekil 5.7 Isı borusu çalışma prensibi

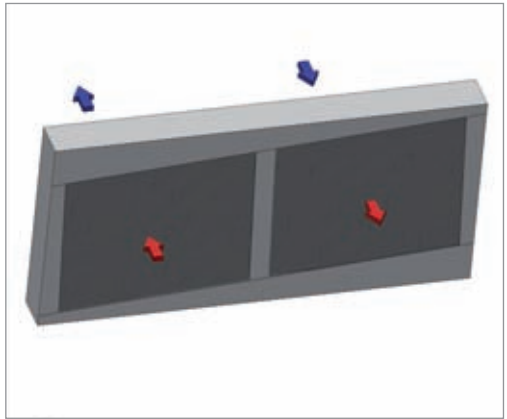
Bu sistemler de Pompalı Isı Borulu Sistemler olarak adlandırılır. Isı kazanımına ek olarak, şartlandırılacak ortamın istenen nem seviyesine sahip olması için nem alma işleminin de gerçekleştirilmesi gerekiyorsa, bu uygulamalarda Atnalı Isı Borulu Nem Alma Sistemleri (Wrap Around Heat Pipes) en ideal çözümü sunmaktadır. Yüksek enerji verimliliği, sistem içindeki bu döngünün ve diğer bir ifadeyle gerekli yeniden ısıtma ve ön soğutmanın, herhangi bir hareketli parça ve ek güç kullanılmadan yalnızca borunun uçları arasındaki sıcaklık farkıyla sağlanmasından kaynaklanmaktadır.

Temel Özellikler

- Verimlilik %50 ila %70 arasındadır. Sistemi çalıştırmak için güç gereksinimi yoktur.
- Bakım gerektirmez.
- Galvaniz veya çelik kasetli seçenekleri mevcuttur.
- Alüminyum epoksi kaplamalı alüminyum ve bakır lameller kullanılabilir.
- Düz ve yivli bakır boru çeşitleri mevcuttur.
- R 134A ve R 404A akışkanları ile kullanıma uygundur.
- Her devre için ayrı servis vanaları (schrader valve) bulunmaktadır.
- Maksimum çalışma basıncı 28 bar
- 34 bar'da test edilebilir.
- Dik, açılı yatay tipte üretimi mümkündür.
- Gizli ısı ile geçen ısı, bir bakır levha veya kablodan geçebilecek ısıdan 1000 kat daha fazladır.
- Akışkanda yoğuşma ve buharlaşma aynı sıcaklıklarda gerçekleşerek, düşük sıcaklık farklılıklarında bile yüksek ısı geçişi sağlanır (Şekil 5.8 ve 5.9).



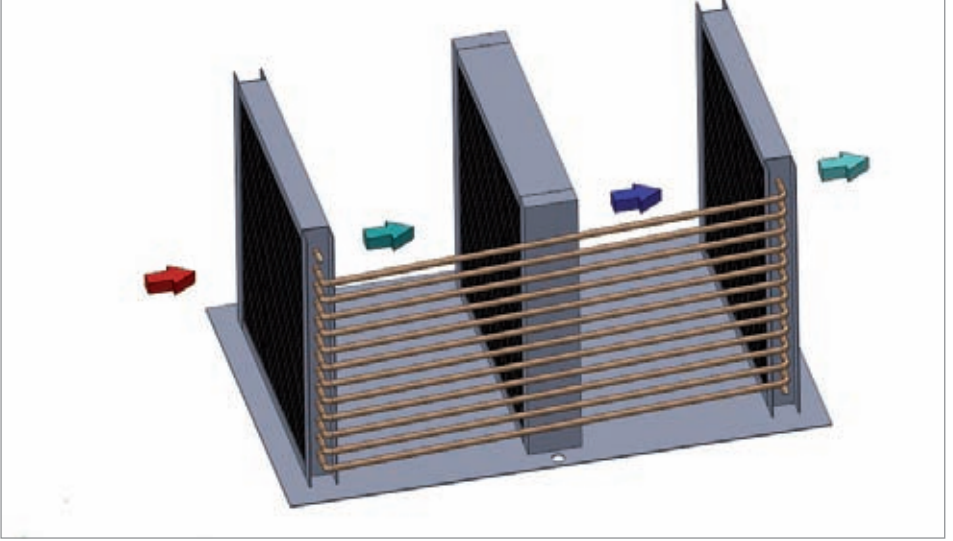
Şekil 5.8 Dik tip ısı borulu
ısı geri kazanım ünitesi



Şekil 5.9 Yatık tip ısı borulu geri kazanım
ünitesi

5.2.5.5 Atnalı Isı Borulu Nem Alma Ünitesi

Isı borulu ısı geri kazanım bataryaları, istenen konfor şartlarının sağlanmasında dış hava sıcaklığının istenen sıcaklık ve nem özelliğine getirilmesi noktasında soğutma bataryası ile birlikte çalışarak sistemde daha yüksek verimliliğin elde edilmesini sağlar. Isı borulu ısı geri kazanım sisteminde havanın şartlandırılması ve neminin alınmasında kullanılan bataryalar ve bu iki bataryanın arasına konumlandırılan soğutma bataryası ile hava istenen şartlara getirilir (Şekil 5.10).



Şekil 5.10 Atnalı ısı borulu nem alma ünitesi

Sistemde buharlaşma (evaporasyon), yoğuşma (kondenzasyon) ve soğutma olmak üzere üç değişik bölge bulunmaktadır. Soğutma bölgesi yani soğutma bataryası, sistemin buharlaşma ve yoğuşma bölgesini oluşturan ısı borulu bataryaların arasına yerleştirilmiştir. Buharlaşma bölgesinde, taze giriş havası ön soğutmaya tabi tutulur. Bu hava, soğutma bataryasında istenen nem alma koşulunu da sağlayacak şekilde soğutulur. Daha sonra hava, yoğuşma bölgesinde istenen hava üfleme sıcaklık seviyesini sağlamak için yeniden ısıtılır. Bu sistemlerde ön soğutmayla yeniden ısıtma işlemleri için ek bir enerji tüketilmemesi ve bu işlemlerin sadece ısı borulu ısı değiştiricilerinde sıcaklık farkıyla sağlanması, sistemi diğer benzer amaçlarla kullanılan konvansiyonel uygulamalar karşısında üstün kılmaktadır.

Temel Özellikleri

- Havadaki nemin alınması amacıyla düşük sıcaklığa indirilmesi ve sonrasında iç ortama çok soğuk üfleme yapmamak için havanın tekrar ısıtılmasının gerektiği

durumlarda tercih edilir.

- Isı borusu, bu uygulamalarda kolaylık ve önemli enerji kazancı sağlar.
- İç ortam hava kalitesini artırır.
- Isı borusu ve soğutma bataryası birlikte tek hücrede imal edilebilir. Bu sayede herhangi bir batarya gibi klima santraline kolayca soğutma bataryası ile birlikte monte edilir.
- Isı borusu soğutucu akışkan yüklenmiş halde teslim edilir.
- Standart soğutma bataryasına oranla derinlik daha fazladır.

5.2.5.6 Isı Geri Kazanım Cihazlarında Enerji Verimliliği (EN 13053)

Isı geri kazanımda enerji verimliliğini, enerjinin geri kazanımı için harcadığımız toplam enerji (ısı geri kazanım ünitesi hava ve su tarafı ile ilave kullanılan filtrelerin basınç kaybı nedeniyle tüketilen enerji) olarak açıklayabiliriz.

Isı geri kazanım sisteminin basınç kaybı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanır.

$$\Delta P_{IGK} = \Delta P_{besleme} + \Delta P_{egzoz} \quad (5.2)$$

Eşilikte;

ΔP_{IGK} = Isı geri kazanım sisteminin üfleme ve egzoz tarafı basınç kaybının toplamı [Pa]

$\Delta P_{besleme}$ = Isı geri kazanım sisteminin üfleme tarafı basınç kaybının toplamı [Pa]

ΔP_{egzoz} = Isı geri kazanım sisteminin egzoz tarafı basınç kaybının toplamı [Pa]

Basınç kaybı değerleri belirlenirken tüm ısı geri kazanım sistemi basınç kayıpları gözönüne alınmalıdır (örneğin filtreler, vb.). Isı geri kazanım ünitesinin toplam elektrik enerji tüketimi (P_e) aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanır.

$$P_e = V \cdot \Delta P_{IGK} \cdot \frac{1}{\eta_D} + P_{e,diğer} \quad (5.3)$$

Eşitlikte ;

V = Hava debisi [m^3/s] (standart yoğunluk of $1,2 \text{ kg}/m^3$)

η_D = Ortalama toplam enerji tüketimi statik verimliliği, 0,6 olarak alınmaktadır (%)

$P_{e,diğer}$ = İlave elektrik enerji tüketimi (örneğin pompalar, vb.) (W)

İki bataryalı ısı geri kazanım ünitelerindeki bataryaların pompaların enerji tüketimi eşitlik 5.4'ten faydalanarak bulunur $\Delta P_{IGK, toplam}$ değeri her iki bataryadaki basınç kaybını ve boru devresindeki basınç kayıplarını içermektedir.

$$P_{e,pompa} = V \cdot \Delta P_{IGK, toplam} / \eta_D \quad (5.4)$$

Eşitlikte;

$V =$ Su debisini [m^3/s] (standart yoğunluk $1000 \text{ (kg/m}^3\text{)}$)

$\eta_D = 0,6$ - ortalama pompa toplam enerji tüketimi statik verimliliği [%]

$P_{e,pompa}$ = Pompa elektrik enerjisi tüketimi. [W]

Performans göstergesi (ε), ısıyı geri kazanmak için tüketilen toplam enerji aşağıdaki eşitlikten hesaplanır.

$$\varepsilon = Q_{IGK,ısı} / P_e \quad (5.5)$$

Enerji verimliliği (η_e) ise,

$$\eta_e = \eta_t \cdot (1 - 1/\varepsilon) \quad (5.6)$$

hesaplanır. Sıcaklık verimliliği η_t ise eşitlik 5.1 yardımı ile bulunur. Tablo 5.3'de ısı geri kazanım sınıfları değerleri kararlı kütle akış şartlarında verilmiştir (EN 13053).

Tablo 5.3 Isı geri kazanım sınıfları

Sınıf	$\eta_{e 1:1}$ min. [%]
Sınıf H1	≥ 71
Sınıf H2	≥ 64
Sınıf H3	≥ 55
Sınıf H4	≥ 45
Sınıf H5	≥ 36
Sınıf H6	Belirli bir verim yok

Örnek: %100 taze havalı, bataryalı tip ısı geri kazanımlı klima santrali ve egzoz fanı için aşağıdaki değerler verilmiştir. Ünitenin toplam enerji verimliliğini hesaplayınız.

Taze hava debisi	: $28.500 \text{ m}^3/\text{h}$
IGK ısıtıcı tarafı hava giriş sıcaklığı	: -3°C
IGK ısıtıcı tarafı hava çıkış sıcaklığı	: $6,8^\circ\text{C}$
IGK akışkan debisi	: $0,00361 \text{ m}^3/\text{s}$ ($13 \text{ m}^3/\text{h}$)
IGK ısıtıcı su tarafı basınç farkı	: 25 kPa
IGK ısıtıcı hava tarafı basınç farkı	: 166 Pa
Glikol oranı	: %20
IGK kapasitesi	: $88,2 \text{ kW}$
Egzoz hava debisi	: $28.500 \text{ m}^3/\text{h}$

IGK soğutucu tarafı hava giriş sıcaklığı	: 20°C
IGK soğutucu tarafı hava çıkış sıcaklığı	: 10,6°C
IGK akışkan debisi	: 0,00361 m ³ /s (13 m ³ /h)
IGK ısıtıcı su tarafı basınç farkı	: 25 kPa
IGK ısıtıcı hava tarafı basınç farkı	: 175 Pa

Yukarıda verilmiş olan değerlere göre IGK verimi (η_l) (5.1)'den faydalananarak.

$$\begin{aligned} \text{IGK verimi } (\eta_l) &= [6,8^\circ\text{C} - (-3^\circ\text{C})] / [20^\circ\text{C} - (-3^\circ\text{C})] \\ &= \%42,6 \end{aligned}$$

olarak hesaplanır. Bataryaların hava tarafı toplam basınç kaybı (5.2)'den faydalananarak

$$\begin{aligned} \Delta P_{IGK} &= 166 \text{ Pa} + 175 \text{ Pa} \\ &= 341 \text{ Pa} \end{aligned}$$

olarak bulunur.

Bataryaların su tarafı basınç kaybı boru devresi ve kontrol vanası basınç kaybı 30 kPa olarak kabul edilmiştir.

$$\begin{aligned} \Delta P_{IGK, \text{toplam}} &= 25 + 25 + 30 \\ &= 80 \text{ kPa olarak hesaplanır.} \end{aligned}$$

Batarya su tarafında tüketilen elektrik enerjisi (5.4)'ten.

$$\begin{aligned} P_{e, \text{diğer}} &= (0,00361 \text{ m}^3/\text{s} \times 80 \text{ kPa} \times 1.000) / 0,6^{(*)} \\ &= 480 \text{ W} \end{aligned}$$

olarak bulunur.

(*) Akışkan pompası ve elektrik motoru toplam verimi %60 olarak varsayılmıştır.

Batarya hava ve su tarafında tüketilen enerji (5.3) yardımıyla

$$\begin{aligned} P_e &= 7,917 \text{ m}^3/\text{s} \times 341 \text{ Pa} \times (1/0,6) + 480 \text{ W} \\ &= 4980 \text{ W} \end{aligned}$$

bulunur. Performans göstergesi ise (5.5)'ten bulunur.

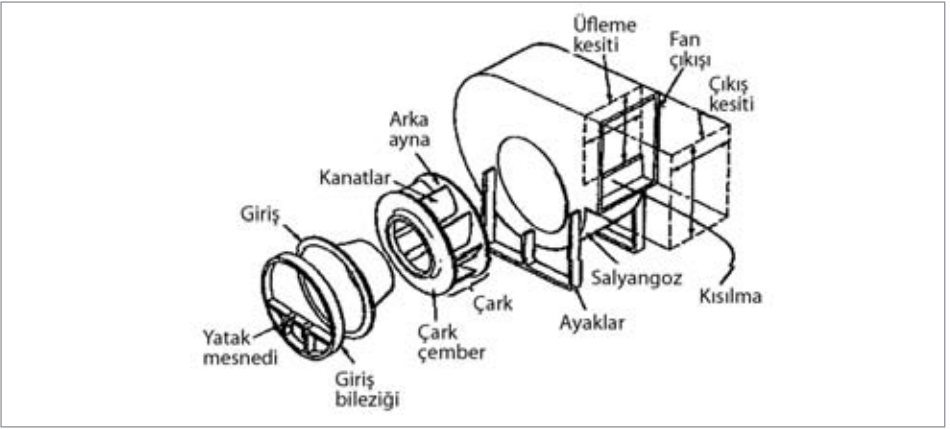
$$\begin{aligned} \varepsilon &= 88,2 \text{ kW} / 4,98 \text{ kW} \\ &= 17,71 \end{aligned}$$

Enerji verimliliği (η_e) ise, (5.6)'dan sınıf H5 olarak hesaplanır.

$$\begin{aligned}\eta_e &= 42,6 (1 - 1/17,71) \\ &= \%40,19\end{aligned}$$

5.2.6 Fanlar

Fan, bir basınç farkı oluşturarak havanın akışını sağlayan cihazdır. Fanın hareketli elemanı olan çarkı, hava üzerinde iş yaparak ona statik ve kinetik enerji kazandırır. Fanlar genel olarak havanın çark üzerindeki akış doğrultusuna bağlı olarak SANTI-RİFÜJ (merkezkaç) veya AKSİYAL (eksenel) olarak sınıflandırılır. Şekil 5.11'de merkezkaç (Santrifüj) fan gösterilmektedir.



Şekil 5.11 Merkezkaç (santrifüj) fan

Klima santrallerinde yaygın olarak üç tipte fan kullanılmaktadır. Bunlar;

1. Öne eğik sık kanatlı santrifüj (Forward Curved) fanlar
2. Geri eğik seyrek kanatlı santrifüj (Backward Curved) fanlar
3. Serbest dönen, eksenel akışlı (plug-in) fanlar

5.2.6.1 Öne Eğik Kanatlı Fanlar

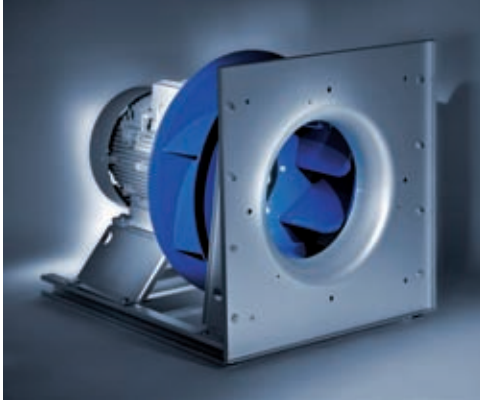
- Verimi %50-65 arasındadır.
- Basınç eğrisi yatık, maksimum basıncın solunda minimum yapıyor (Bu arada basma yüksekliğinin artması ile debinin artması söz konusu, bu bölgede seçilen fan motorunda aşırı yüklenme olabilir). Fan maksimum basıncın sağında kalan bölgede çalıştırılmalıdır.
- Fan devirleri geri eğimli fanlara nazaran düşüktür.
- Fan fiyatı daha düşüktür.

5.2.6.2 Geri Eğik Kanatlı Fanlar

- Verimi %70-80 arasındadır.
- Basınç eğrisi düzgün minimum debide maksimum basma yüksekliğini vermektedir
- Fan devri öne eğik fanlıya nazaran yaklaşık iki katı daha yüksektir.
- Yüksek hızda döndüğünden konstrüksiyonu daha güçlü olmalı, balans ayarı çok hassas yapılmalıdır. Fan fiyatı daha pahalıdır.
- Fan temizliği kolaydır.

5.2.6.3 Serbest Dönen (Plug-In) Fanlar

Fan motoru ve kasesi ile birlikte kompakt bir dizayna sahiptir.



Şekil 5.12 Serbest dönen fanlar

- Motor ve fan bağlantısı direkt akupule olarak yapılmaktadır.
- Dinamik basınç kaybı düşük olduğu için enerji tüketimi daha azdır.
- Yüksek verimli fanlardır (iletim kaybı yok). Verim %80'e kadar çıkabilir.
- Diğer fanlarda salyangozdan sonra bırakılması gereken difüzör hücrelerine gerek yoktur.
- Fan bulunduğu hacmi basınçlandırdığı için, hücrede her yönden çıkış imkânı sağlar. (Şekil 5.12)
- Titreşim, santrifüj fanlara nazaran daha düşüktür
- Kayış-kasnak mekanizması dolayısıyla kayış koruması kullanılmaz.
- Kayış yıpranması olmadığından fandan sonra kullanılan filtrenin ömrü daha uzun olur.
- Sağlıklı fan debi ayarı yapılabilmesi için frekans invertörü ile kullanılması tavsiye edilir, böyle durumda motorda PTC termistör kullanılmalıdır.
- Fan temizliği ve bakımı çok kolaydır optimum hijyen imkanı sağlar.

Üfleme havası fanları 1. ve 2. kademe filtreler arasında, fan içerisinde su birikmesine izin vermeyecek yapıda olmalıdır. İşletmeye alma ve bakım personeli tarafından

kolaylıkla erişilebilmelidir. Salyangoz gövdesi olmayan fanlar, temizlenmesi daha kolay olduğu için tercih edilmelidir. Temizlik gereksinimleri sebebiyle, salyangoz gövdeli santrifüj (radyal) fanların bir su boşaltma açıklığı olmalı ve fan gövdesinde ilgili kapama bulunmalı; 400 mm ve üzerindeki çaplarda kolayca sökülebilen gözetleme kapağı olmalıdır. Kanatlar, ana çerçeve ve bölüm çeliği dahil komple fan ünitesi, korozyona karşı korunmalıdır (en azından galvanizli veya kaplamalı).

Aşağıdaki bilgiler her fan hücresinin üzerinde bulunmalıdır:

- Tip/imalat tarihi/model
- Nominal hava debisi
- Toplam basınç kaybı
- Nominal ve maksimum devir
- Nominal motor gücü
- Fan dönüş yönü (fan gövdesine veya gövdede gösterilebilir)

Bir klima santralı içerisindeki fan motor gücü; tasarım hava debisi ve tasarım statik basıncı (harici ve cihaz içi basınç kayıpları toplamı) değerlerinden faydalananak aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanır. Toplam fan basıncı, seçilen fanın dinamik basıncı ile statik basıncı toplayarak hesaplanır.

$$P_e = V \times P_t / (\eta_f \times \eta_m \times 1000) \quad (5.7)$$

Eşitlikte:

V : Fan debisi (m^3/s)

P_t : Toplam Basınç (Pa)

η_f : Toplam fan verimliliği (şaft ve iletim kayıpları)

η_m : Elektrik motoru verimi

P_e : Fan motor gücü (kW)

Enerji verimliliği standartlarında sıkça kullanılan spesifik fan gücü (SFP) ise, elektrik gücünün fan debisine bölünmesi ile bulunur.

$$SPF = P_e / V \text{ kW}/(m^3/s) \quad (5.8)$$

Örnek olarak, hava debisi $3,89 m^3/s$ ($14.000 m^3/h$) statik basıncı 932 Pa, olan bir fanın atış ağzındaki hava hızı 12 m/s dir. Toplam fan verimi %73,9 ve motor verimi %85 olduğuna göre motor gücünü ve SFP yi hesaplayalım.

Fanın dinamik basıncı, (5.9) yardımıyla bulunur.

$$P_d = 1,2 \frac{12^2}{2 \cdot 10} \quad (5.9)$$

$P_d = 8,6$ mmSS veya 86 Pa olarak hesaplanır.

Toplam basınç (5.2)'den

$$P_t = 932 + 86$$

$P_t = 1018$ Pa olarak bulunur. (5.7) yardımıyla motor gücü,

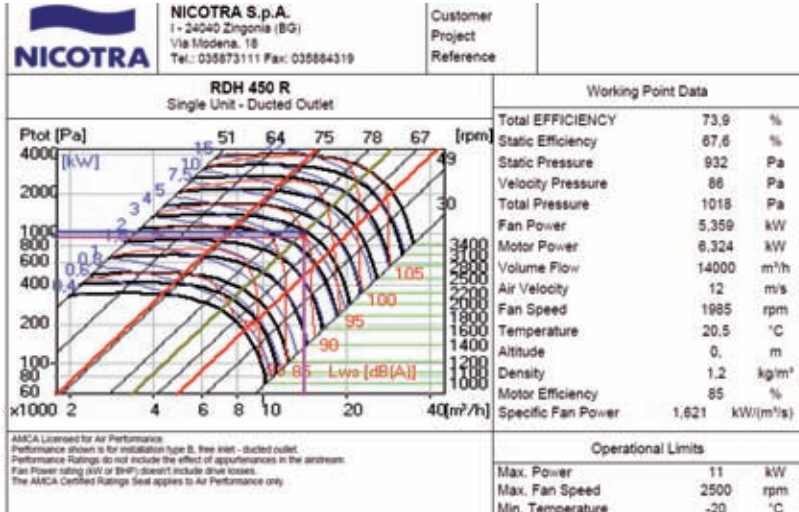
$$P_e = 3,89 \times 1018 / 0,739 \times 0,85 \times 1000$$

$$P_e = 6,3 \text{ kW elde edilir.}$$

$$\text{SFP} = 6,3 / 3,89$$

$\text{SFP} = 1,62 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$ olarak hesaplanır.

Seçilen fan EN 13779 (Havalandırma ve İklimlendirme Tesisleri İçin Yeni Enerji Etkinliği Planlama Şartları) Özgül Fan Gücünün Sınıflandırması Tablosuna göre SFP 4 kategorisinde yer almaktadır. Teorik olarak hesaplanan motor gücü ve SFP değerleri Şekil 5.13'de gösterilen bir firmanın fan bilgisayar çıktıları ile mukayese edilmiş, elde edilen değerlerin uyumlu olduğu gözlenmiştir.



Şekil 5.13 Fan seçim çıktısı

Yukarıdaki seçimi yapılan fanın EN 13053'e göre güç tüketimi anlamında hangi sınıfa girdiği anlayabilmek için EN 13053'de tanımlanan eşitlikten faydalanılacaktır.

$$P_{m,ref} = (\Delta P_s / 450)^{0,925} \times (V + 0,08)^{0,95} \quad (5.10)$$

formülde;

$P_{m,ref}$ = Referans enerji tüketimi [kW]

ΔP_s = Fan hücresinde ölçülen statik basınç [Pa]

V = Fanın hava debisi [m^3/s]

$$P_{m,ref} = (932/450)^{0,925} \times (3,89 + 0,08)^{0,95}$$

$P_{m,ref} = 7,25$ kW bulunur.

P_2 sınıf fan için aşağıdaki formül kullanılır

$$P_{m,max} = 7,25 \times 0,90$$

= 6,53 kW olarak bulunur.

Yukarıda hesaplanan fanın gerçek enerji tüketimi ise 6,3 kW olarak bulunmuştur. $6,3 < 6,53$ olduğundan bu fan EN 13053'e göre P_2 sınıf fan olarak tanımlanır.

5.2.6.4 Fan Seçim Kriterleri

Fan tipi (sık veya seyrek kanatlı) tespit edildikten sonra seçim kriterlerinde şunlara dikkat etmek gerekir.

- Fan tipi için çalışma şartları ve basınç bölgesine bakarak karar verilebilir. Değişken debili veya değişken basınçlı sistemlerde sık kanatlı kullanılması tavsiye edilmez. Sık kanatlılar özellikle 500 Pa altında düşük basınçlarda ve sabit debili konfor ve endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Hijyenik sistemler için kesinlikle sık kanatlı fan kullanılamaz. Genel olarak geri eğik kanatlı fan kullanımı tavsiye edilir. Fiyat dezavantajı yanında başka bir problemi yoktur. Plug fan uygulaması ülkemizde yaygınlaşmakta ve bazı hijyenik sistemlerde kullanılmaktadır.
- İstenen çalışma noktası için en yüksek verimli fan seçilmesi tavsiye edilir. En yüksek verimli fana alternatif olarak en fazla %5 puan altına kadar seçim yapılması önerilir.
- Üfleme hızlarının; fan üfleme hızları 12-13 m/s değerlerini geçmemesi önerilir. Bu değerlerin aşılması durumunda hıza bağlı olarak gürültü oluşmaktadır.
- Gürültü ve ses seviyesi fan devriyle de ilgilidir. Devir sayısı düştükçe (aynı fan için) ses şiddeti azalmaktadır. Fan seçiminde ses şiddetleri en önemli seçim kriterlerinden biridir. Fan seçiminde şartname ve mahal şartları göz önünde bulundurularak karar verilmelidir.

5.2.7 Sulu ve Direkt Genleşmeli Kanal Isıtma ve Soğutma Bataryaları

Soğutucu bataryanın seçimi ve performansını etkileyen faktörlerin doğru belirlenmesi iklimlendirme mühendisliğinin en önemli konularından biridir. Yanlış seçilen veya tasarlanan soğutucu bataryanın tüm iklimlendirme sistemini etkileyeceği unutulmamalıdır.

5.2.7.1 Soğutma Serpantinleri

Soğutma serpantinleri havayı zorlanmış taşınım, nem alarak veya nem almadan soğutmak için kullanılır. Nem alma seviyesi serpantin yapısına, giriş havasının çığ noktası sıcaklığına, su debisine ve su sıcaklıklarına bağlıdır. Duyulur ısı değişiminin toplam ısı değişimine oranını belirten serpantin duyu ısı oranı, nem alma seviyesini belirlemede kullanılabilir. Kullanılan soğutucu akışkana göre soğutma serpantinleri iki tipe ayrılır:

- sulu serpantinler
- doğrudan genleşmeli serpantinler

Kış aylarında soğuk iklimlerde donmayı engellemek için sulu serpantinlerde su ve antifrizden meydana gelen bir soğutucu kullanılabilir. Isıtma serpantinleri gibi enerji, serpantin primer tarafında ve/veya hava tarafında harcanır.

Primer Taraf Enerji Sarfıyatı

Soğutma enerjisinin kaynaktan kullanıcıya ulaştırılması için harcanan enerji, primer taraf enerji sarfıyatı olarak kabul edilir. Dikkate alınacak primer enerji tüketimi serpantin çeşidine göre farklılık gösterir.

Sulu Serpantinler

Serpantin içerisinde dolaşan suyun hareketi bir veya birden fazla sirkülasyon pompası ile sağlanır. Sirkülasyon pompalarının enerji tüketimini dağıtım boru ağının hidrolik tasarımı ve serpantindeki su tarafı basınç kaybı belirler.

Pompaların enerji tüketimi ayrıca aşağıdakilerden etkilenir:

- pompa verimliliği (boyut ile bağlantılı)
- serpantin kontrol tipi (değişken su debisi, değişken su sıcaklığı)
- sirkülasyon pompası hız kontrolü

Dikkate alınması gereken parametrelerin fazlalığından dolayı enerji tüketiminin serpantin ve pompa debilerine orantılı olduğu var sayılarak sadeleştirme yapılır. Yıllık harcanan elektrik enerjisini belirlemek için kullanılan temel denklem aşağıdaki gibidir:

$$W_s = (P_s / 1000) \times t_{eş}$$

W_s = kWh/yıl cinsinden sirkülasyon için harcanan yıllık elektrik enerjisi

P_s = W cinsinden soğutma serpantinine hizmet eden pompaların elektrik gücü

$t_{eş}$ = saat/yıl cinsinden tam kapasitede eşdeğer işletim süresi

Serpantinde su hareketini sağlayan pompanın elektriksel gücü aşağıdaki denklem ile belirlenebilir.

$$\text{Su sirkülasyonu için gerekli güç: } P_s = V_{\text{serpantin}} \times (2 \times \Delta P_{\text{serpantin}} + \Delta P_{\text{soğ. akışkan}}) / \eta_p$$

P_s = W cinsinden soğutma serpantinine hizmet eden pompaların elektrik gücü

$V_{\text{serpantin}}$ = l/s cinsinden serpantinden geçen su debisi

$\Delta P_{\text{serpantin}}$ = kPa cinsinden serpantin su tarafı basınç kaybı

$\Delta P_{\text{soğ. akışkan}}$ = kPa cinsinden soğutma sisteminde serpantin kaynaklı basınç kaybı

η_p = % cinsinden pompaların ve elektrik motorlarının toplam verimi

Gerçek veriler olmadığında, sirkülasyon pompalarının eşdeğer işletim süresi $t_{eş}$ 'nin klima santrallerinin çalışma süresine eşit olduğu varsayılır. Hız kontrollü pompalar için veya optimize edilmiş soğutma için pompa işletim süresi %50 daha az kabul edilir:

$$W_s = (P_s / 1000) \times 0,5 \times t_{\text{işletim}}$$

W_s = kWh/yıl cinsinden sirkülasyon için harcanan yıllık elektrik enerjisi

P_s = W cinsinden soğutma serpantinine hizmet eden pompaların elektrik gücü

$t_{\text{işletim}}$ = saat/yıl cinsinden klima santrali işletim süresi

Serpantinden geçen su debisi ve su tarafı basınç kaybı değerleri klima santral ünitesi spesifikasyonlarından edinilmelidir.

Direkt genleşmeli serpantinler (DX)

Soğutucu akışkanın serpantinde akışını sağlamak için gereken primer enerji sarfıyatı, soğutma enerjisi maliyetine dahildir. Soğutma cihazındaki kompresör soğutucu akışkanın serpantinde ve boru hattında dolaşması için gereken basıncı sağlar.

Hava Tarafı Enerji Tüketimi

Serpantin üzerinden gereken debide hava taşımak için klima santralinin içerisindeki fan belirli bir basınç sağlar. Buradaki enerji tüketimi, fanın harcadığı elektrik enerjisine dahildir.

Duyulur Soğutma İçin Enerji Tüketimi

Bir soğutma serpantinindeki havanın duyulur soğutması için anlık enerji tüketimi aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$Q_{\text{anlık}} = V \times \rho \times (h_g - h_\varphi) \times t_s$$

$Q_{\text{anlık}}$ = kJ cinsinden t_s süresinde harcanan enerji

$V = \text{m}^3/\text{s}$ cinsinden serpantin üzerinden geçen hava debisi

$\rho = \text{kg}/\text{m}^3$ cinsinden kabul edilen havanın yoğunluğu

$h_g = \text{kJ}/\text{kg}$ cinsinden serpantin girişindeki havanın entalpisi

$h_\varphi = \text{kJ}/\text{kg}$ cinsinden serpantin çıkışındaki havanın entalpisi

$t_s = \text{saniye}$ cinsinden sabit giriş - çıkış şartlarının olduğu süre

Havanın nem özellikleri duyulur soğutmada değişmediğinden dolayı $(h_g - h_\varphi)$ yerine $c_p \times (t_g - t_\varphi)$ ifadesi yazılabilir.

$$Q_{\text{anlık}} = V_{\text{hava}} \times \rho \times c_p \times (t_g - t_\varphi) \times t_s$$

$Q_{\text{anlık}}$ = kJ cinsinden t_s süresinde harcanan enerji

$V_{\text{hava}} = \text{m}^3/\text{s}$ cinsinden serpantin üzerinden geçen hava debisi

$\rho = \text{kg}/\text{m}^3$ cinsinden kabul edilen havanın yoğunluğu

$c_p = \text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{C}$ cinsinden havanın özgül ısısı

$t_g = ^\circ\text{C}$ cinsinden serpantin girişindeki havanın sıcaklığı

$t_\varphi = ^\circ\text{C}$ cinsinden serpantin çıkışındaki havanın sıcaklığı

$t_s = \text{saniye}$ cinsinden sabit giriş-çıkış şartlarının olduğu süre

Son formülde su buharının duyulur ısı düşüşü dikkate alınmamıştır. Bu, havanın nem içeriği nispeten küçük olduğu için konfor çözümlerinin standart uygulamaları için geçerli bir varsayımdır.

Soğutma serpantininin yıllık ısı enerji tüketimi aşağıdaki faktörler göz önüne alınarak belirlenmelidir:

- Uygun dış ortam şartları ile klima santralinin coğrafi yeri
- Kuru termometre sıcaklığına göre karakterize edilen herhangi bir ısı geri kazanım cihazının etkinliği
- Seçilen uygun sıcaklık senaryoları
- İşletim süresi

Soğutma serpantininin duyulur yıllık enerji tüketimi, anlık duyulur enerji tüketimlerinin toplamına eşittir.

$$Q_{C,yıllık} = \sum_{i=Q_{anlık,1}}^{i=Q_{anlık,n}} (Q_{anlık,i} / 3600)$$

$Q_{C,yıllık}$ = kWh/yıl cinsinden serpantin yıllık enerji tüketimi

$Q_{anlık,i}$ = kJ/yıl cinsinden $t_{s,i}$ süresinde tüketilen enerji

$t_{s,i}$ = saniye cinsinden yıllık çalışması boyunca sabit giriş-çıkış şartlarının olduğu süre

3600 = kJ/kWh dönüşüm çarpanı

Gizli Soğutma (Nem alma) için Enerji Tüketimi

Bir soğutma serpantinindeki havanın gizli soğutulması için anlık enerji tüketimi aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$Q_{anlık} = V \times \rho \times (x_g - x_\varphi) \times 2500 \times t_s$$

$Q_{anlık}$ = kJ cinsinden t_s süresinde harcanan enerji

V = m³/s cinsinden serpantin üzerinden geçen hava debisi

ρ = kg/m³ cinsinden kabul edilen havanın yoğunluğu

x_g = kg/kg cinsinden serpantin girişindeki havanın özgül nemi

x_φ = kg/kg cinsinden serpantin çıkışındaki havanın özgül nemi

2500 = kJ/kg cinsinden serpantin çıkış sıcaklıklarında su buharının ortalama yoğunlaşma gizli ısı

t_s = saniye cinsinden sabit giriş-çıkış şartlarının olduğu süre

Soğutma serpantininin gizli soğutma yükü için yıllık ısıl enerji tüketimi aşağıdaki faktörler göz önüne alınarak belirlenmelidir.

- Uygun dış ortam şartları ile klima santralinin coğrafi yeri
- Nem verimine göre karakterize edilen herhangi bir ısı geri kazanım cihazının etkinliği
- Seçilen uygun nem senaryoları
- İşletim süresi

Soğutma serpantininin gizli yıllık enerji tüketimi, anlık gizli enerji tüketimlerinin toplamına eşittir.

$$Q_{C,gizli,yıllık} = \sum_{i=Q_{anlık,1}}^{i=Q_{anlık,n}} (Q_{anlık,i} / 3600)$$

$Q_{C,gizli,yıllık}$ = kWh/yıl cinsinden gizli ısı için yıllık enerji tüketimi

$Q_{anlık,i}$ = kJ/yıl cinsinden $t_{s,i}$ süresinde tüketilen enerji

$t_{s,i}$ = saniye cinsinden yıllık çalışma süresinde sabit giriş-çıkış şartlarının olduğu süre

3600 = kJ/kWh dönüşüm çarpanı

Soğutma için toplam enerji tüketimi

Soğutma için harcanan toplam enerji, duyulur ve gizli ısının alınması için harcanan enerjilerin toplamıdır.

$$Q_{C, \text{toplam, yıllık}} = Q_{C, \text{duyulur, yıllık}} + Q_{C, \text{gizli, yıllık}}$$

$Q_{C, \text{toplam, yıllık}}$ = kWh/yıl cinsinden soğutma serpantininin toplam yıllık ısı enerji sarfıyatı

$Q_{C, \text{duyulur, yıllık}}$ = kWh/yıl cinsinden soğutma serpantininin duyulur ısı yıllık ısı enerji sarfıyatı

$Q_{C, \text{gizli, yıllık}}$ = kWh/yıl cinsinden gizli ısı için harcadığı yıllık enerji tüketimi

Soğuk Sulu Batarya Seçim Kriterleri

- Soğutucu batarya seçimi için başta soğutucu batarya alın hızı tanımlanmalıdır. Bu parametre soğutucu batarya seçimini doğrudan etkiler. Bu değer tanımlanırken aşağıdaki hususlar göz önünde bulundurulmalıdır.
 1. Yüksek hava hızı batarya bypass faktörü (BF)'yi artırır.
 2. Yüksek hava hızı hava tarafı basınç kaybını artırır, bu da fan motor gücünün artmasına neden olur.
 3. Yüksek hava hızı batarya yüzeyindeki su damlacıklarının taşınmasına neden olur.
 4. Yüksek hava hızı bataryadaki ses seviyesini artırır.

Tavsiye edilen batarya alın hava hızı 2,0-2,7 m/s arasındadır.

- Bataryaya giren ve çıkan hava şartları kuru ve yaş termometre sıcaklığı olarak belirlenmelidir.
- Bataryaya giren hava debisi belirlenmelidir.
- Soğutucu bataryada dolaşan soğutulmuş su sıcaklıkları belirlenmelidir. (t_{sg} , t_{sc})
- Batarya sıra sayısının artması batarya hava tarafı basınç kaybını artırmakla beraber batarya verimsizliğini de hissedilir oranda artırmaktadır. Batarya sıra sayısını optimumda tutabilmek için aşağıdaki hususlar göz önünde bulundurulmalıdır:
 1. Bataryaya gönderilecek su sıcaklığı, batarya ortalama yüzey sıcaklığından (CÇN) yaklaşık 3°C düşük olmalıdır.
 2. Bataryadan çıkan havanın şartları CÇN'na çok yakın olmamalıdır. (BF %8-15 olmalıdır.)
- Logaritmik sıcaklık farkını tavsiye edilen değerden yüksek tutmak, bataryadan alınacak toplam kapasiteyi artıracak, buna karşılık ise chiller verimi düşük buharlaşma sıcaklığı nedeniyle düşeceğinden genel enerji verimliliği azalacaktır.
- Hidrolik hesaplarda esas alınan batarya akışkan tarafı basınç kaybı için sınırlama getirilmelidir. Sulu bataryalar için akışkan tarafı basınç kaybı 40 kPa'ı geçme-

mesi tavsiye edilir. Pompa veriminin genel enerji verimliliğine etkisi nedeniyle kayıp mümkünse daha düşük tasarlanmalıdır.

- Yüksek alın hava hızı nedeniyle batarya yüzeyinde yoğunlaşan suyun sürüklenmesi riski göz önünde bulundurularak, damla tutucu kullanımı dikkate alınmalıdır.

Direkt Genleşmeli (DX) Bataryalar

Direkt genleşmeli bataryalar sıklıkla yoğunlaşma üniteleri (dış ünite) ile birlikte hava soğutma uygulamalarında kullanılmaktadırlar. Direkt genleşmeli batarya kanala monteli veya klima santrali içerisinde, dış ünitesi ise dış ortamda bulunur.

- Nem alma amaçlı tasarlanmış soğutma bataryalarında aşağıdaki konulara dikkat edilmelidir:
 - Bataryadan sonraki bölüm veya hücrelere nem taşınmamalıdır.
 - Islak bataryaların damlama tavası korozyona dirençli (örneğin min. AISI 316 (paslanmaz 1.4301) veya korozyona dayanıklı alüminyum alaşım (min. AlMg) malzemeden imal edilmelidir.
 - Gövde içerisinden geçen bağlantı boruları yoğunlaşmayı önlemek için izole edilmelidir.
 - Enerji ve hijyenik gereksinimlerden dolayı damla tutucu sadece damlanın sürüklenme riski varsa kullanılmalıdır.
 - Korozyon direnci açısından bakır/bakır veya bakır/alüminyum batarya kullanılmışsa batarya kollektörünün bakır olması tavsiye edilir. Eğer galvaniz ıslak batarya kullanılacaksa, sıcak daldırma galvaniz tercih edilmelidir.

Direkt genleşmeli Batarya Seçim Kriterleri

- Direkt genleşmeli bataryalarda sulu bataryalara ek olarak soğutucu akışkanın cinsi, buharlaşma sıcaklığı ve yoğunlaşma sıcaklığı belirlenmelidir. Yüksek basınçlı soğutucu akışkan kullanılan bataryalar için bakır boru et kalınlığına özellikle dikkat edilmelidir.
- Direkt genleşmeli bataryalarda soğutucu akışkan tarafı basınç kaybının 30 kPa'yı geçmemesi önerilmektedir.
- Direkt genleşmeli bataryalarda R-410A soğutkanı kullanılması durumunda bakır boru et kalınlıkları artırılmalıdır.
- Direkt genleşmeli bataryalarda enerji verimliliğini artırmak amacıyla yüksek buharlaşma sıcaklığı hedeflenmelidir (kompresör verimini yükseltir).
- Direkt genleşmeli sistemler su sirkülasyonlu sistemlere nazaran izafi olarak daha verimli sistemlerdir.

5.2.7.2 Isıtma Serpantinleri

Hava ısıtma serpantinleri havayı zorlanmış taşınımli ısıtmak için kullanılır. Isıtma aracına bağlı olarak serpantinler aşağıdaki kategorilere ayrılır:

- sulu serpantinler
- buharlı serpantinler
- elektrikli ısıtıcı serpantinler

Enerji, serpantinin primer tarafında ve/veya hava tarafında tüketilir.

Sıcak Sulu Batarya Seçim Kriterleri

Yoğuşma olmaması nedeniyle ısıtıcı bataryalarda alın hızı, soğutucu bataryalarda ki alın hızı kadar kritik bir değerde değildir. Bununla birlikte soğutucu batarya ile aynı santral içine yerleştikten pratikte aynı alın kesitine sahip olmaktadır. Basınç kaybı açısından yüksek hızlar burada da önerilmez. Yalnız ısıtıcı bataryaya sahip sistemlerde hava hızının 3 m/s'yi geçmemesi tavsiye edilir.

Bataryada dolaşan akışkan sıcaklığının bataryaya giren hava sıcaklığına göre oldukça yüksek olması nedeniyle, batarya yüzey alanı dolayısıyla batarya sıra sayısı ve hava tarafı basınç kaybı soğutucu bataryaya göre oldukça düşük çıkmaktadır.

- Düşük sıcaklıklı akışkanlarla yapılan ısıtma, enerji verimliliği yönünden avantajlıdır.
- Bataryaya giren ve çıkan havanın kuru termometre sıcaklığının belirlenmesi gerekmektedir.
- Isıtıcı bataryada dolaşan su rejimi belirtilmelidir.
- Batarya hava ve akışkan tarafı basınç kaybı belirtilmelidir.
- Bataryaya giren hava debisi ve ısıtma kapasitesi tanımlanmalıdır.
- Su tarafı basınç kaybını 40 kPa'ı geçmemesi önerilir.

Primer Taraf Enerji Tüketimi

Isıtma enerjisinin kaynaktan kullanıcıya ulaştırılması için harcanan enerji, primer taraf enerji tüketimi olarak kabul edilir. Dikkate alınacak primer enerji sarfiyatı serpantin çeşidine göre farklılık gösterir.

Sulu Serpantinler

Serpantin içerisinde dolaşan suyun akımı bir veya birden fazla sirkülasyon pompası ile sağlanır. Sirkülasyon pompalarının enerji tüketimini ısıtma dağıtım boru ağının hidrolik tasarımı ve serpantinindeki su tarafı basınç kaybı belirler.

Pompaların enerji tüketimi ayrıca aşağıdakilerden etkilenir:

- pompa verimliliği (boyut ile bağlantılı)
- serpantin kontrol tipi (değişken su debisi, değişken su sıcaklığı)
- sirkülasyon pompası hız kontrolü

Dikkate alınması gereken parametrelerin fazlalığından dolayı enerji sarfiyatının serpantin ve pompa debilerine orantılı olduğu var sayılarak sadeleştirme yapılır. Yıllık harcanan elektrik enerjisini belirlemek için kullanılan temel denklem aşağıdaki gibidir:

Sirkülasyon için harcanan yıllık elektrik enerjisi:

$$W_s = (P_s/1000) \times t_{eş}$$

W_s = kWh/yıl cinsinden sirkülasyon için harcanan yıllık elektrik enerjisi

P_s = W cinsinden ısıtma serpantinine hizmet eden pompaların elektrik gücü

$t_{eş}$ = saat/yıl cinsinden tam kapasitede eşdeğer işletim süresi

Gerçek veriler olmadığında, sirkülasyon pompalarının eşdeğer işletim süresi $t_{eş}$ 'in klima santrallerinin çalışma süresine eşit olduğu varsayılır. Hız kontrollü pompalar için veya optimize edilmiş ısıtma ile pompa işletim süresi %50 daha az kabul edilir:

Böylece;

$$W_s = (P_s/1000) \times 0,5 \times t_{işletim}$$

W_s = kWh/yıl cinsinden sirkülasyon için harcanan yıllık elektrik enerjisi

P_s = W cinsinden ısıtma serpantinine hizmet eden pompaların elektrik gücü

$t_{işletim}$ = saat/yıl cinsinden klima santrali işletim süresi

Serpantinde su hareketini sağlayan pompların elektriksel gücü aşağıdaki denklem ile belirlenebilir.

Su sirkülasyonu için güç:

$$P_s = V_{serpantin} \times (2 \times \Delta P_{serpantin} + \Delta P_{serpantin,soğ.akışkan}) / \eta_p$$

P_s = W cinsinden ısıtma serpantinine hizmet eden pompaların elektrik gücü

$V_{serpantin}$ = l/s cinsinden serpantinden geçen su debisi

$\Delta P_{serpantin}$ = kPa cinsinden serpantin su tarafı basınç kaybı

$\Delta P_{serpantin,soğ.akışkan}$ = kPa cinsinden ısıtma sisteminde serpantin kaynaklı basınç kaybı

η_p = % cinsinden pompaların ve elektrik motorlarının toplam verimi

Serpantinden geçen su debisi ve su tarafı basınç kaybı değerleri klima santrali spesifikasyonlarından edinilmelidir.

Elektrikli ısıtıcı serpantinler

Elektrikli ısıtıcı serpantinlerin primer taraf enerji kayıpları güç besleme kablolarında oluşan ısıdan meydana gelir. Kaybı, ısıtma elemanına giden akım ve kabloların elektrik direnci belirler. Güvenlik sebebi ile elektrik kablolarında ısı üretimi için yapılan voltaj düşümleri ulusal ve uluslararası standart ve yönetmeliklerle kısıtlanmıştır.

Elektrikli ısıtıcı serpantininin primer tarafta sarfettiği ek elektrik enerjisi aşağıdaki denklemle hesaplanır:

$$W_{el} = (PEL/100) \times Q_{ısıtma,yıllık}$$

W_{el} = kWh/yıl cinsinden elektrikli ısıtıcı serpantininin primer tarafında harcanan yıllık elektrik enerjisi (güç besleme kablolarında enerji kaybı)

PEL = Primer enerji sarfıyatı

$Q_{ısıtma,yıllık}$ = kWh/yıl cinsinden elektrikli ısıtıcı serpantin yıllık enerji sarfıyatı

Buharlı serpantinler

Buhar serpantinleri için primer enerji sarfıyatının termal ısıtma enerjisi sisteminde dikkate alındığı kabul edilir. Kazandaki buhar basıncı, buhar ve yoğunlaşmış su akışının devamını sağlar.

Hava Tarafı Enerji Sarfıyatı

Serpantin üzerinden gereken debide hava taşımak için klima santralinin içerisindeki fan belirli bir basınç sağlar. Buradaki enerji tüketimi, fanın harcadığı elektrik enerjisine dahildir.

Isıtma Enerjisi Sarfıyatı

Bir ısıtma serpantininin anlık enerji sarfıyatı aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$Q_{ısı,anlık} = V \times \rho \times (h_{\phi} - h_g) \times t_s$$

$Q_{ısı,anlık}$ = kJ cinsinden t_s süresinde harcanan enerji

V = m³/saniye cinsinden serpantin üzerinden geçen hava debisi

ρ = kg/m³ cinsinden kabul edilen havanın yoğunluğu

h_{ϕ} = kJ/kg cinsinden serpantin çıkışındaki havanın entalpisi

h_g = kJ/kg cinsinden serpantin girişindeki havanın entalpisi

t_s = saniye cinsinden sabit giriş-çıkış şartlarının sağlandığı süre

Havanın nem özellikleri değişmediğinden dolayı $(h_{\text{ç}} - h_{\text{g}})$ yerine, $c_p \times (t_{\text{ç}} - t_{\text{g}})$ yazılabilir.

$$Q_{\text{anlık}} = V \times \rho \times c_p \times (t_{\text{ç}} - t_{\text{g}}) \times t_s$$

$Q_{\text{anlık}}$ = kJ cinsinden t_s süresinde harcanan enerji

V = m³/s cinsinden serpantin üzerinden geçen hava debisi

ρ = kg/m³ cinsinden kabul edilen hava debisinin yoğunluğu

c_p = kJ/kg °C cinsinden havanın özgül ısı

$t_{\text{ç}}$ = °C cinsinden serpantin çıkışındaki havanın sıcaklığı

t_{g} = °C cinsinden serpantin girişindeki havanın sıcaklığı

t_s = saniye cinsinden sabit giriş-çıkış şartlarının olduğu süre

Son formülde su buharının duyulur ısı yükselmesi dikkate alınmamıştır. Bu, havanın nem içeriği nispeten küçük olduğu için konfor çözümlerinin standart uygulamaları için geçerli bir var sayım olarak kabul edilebilir.

Isıtma serpantininin yıllık ısı enerji sarfıyatı aşağıdaki faktörler göz önüne alınarak belirlenmelidir.

- uygun dış ortam şartları ile klima santralinin coğrafi yeri
- kuru termometre sıcaklığına göre karakterize edilen herhangi bir ısı geri kazanım cihazının etkinliği
- seçilen uygun sıcaklık senaryoları
- işletim süresi

Isıtma serpantininin yıllık enerji sarfıyatı, anlık enerji sarfıyatlarının toplamına eşittir.

$$Q_{I,\text{yıllık}} = \sum_{i=Q_{\text{anlık},1}}^{i=Q_{\text{anlık},n}} (Q_{\text{anlık},i} / 3600)$$

$Q_{I,\text{yıllık}}$ = kWh/yıl cinsinden elektrikli ısıtıcı serpantin yıllık enerji tüketimi

$Q_{\text{anlık},i}$ = kJ/yıl cinsinden $t_{s,i}$ süresinde sarfedilen enerji

$t_{s,i}$ = saniye cinsinden yıllık çalışma süresinde sabit giriş-çıkış şartlarının olduğu süre

3600 = kJ/kWh dönüşüm çarpanı

5.2.8 Enerji Etiketleme

Genel olarak enerji tüketimini azaltmak, enerji verimliliğini artırmak ve sistem içerisindeki atık enerjiyi geri kazanmak hedefleri AB ülkelerinin geçerli olan yönetmeliklerinde gün geçtikçe artan bir oranda yer edinmektedir. Klima santrallerini ilgi-

lendiren yönetmeliklerle de enerji tüketiminin ve beraberinde CO₂ emisyonlarının azaltılması öngörülüyor.

Sadece konfor amaçlı kullanılan klima santralleri için geliştirilen Eurovent Klima Santralleri Enerji Etiketlemesi Uygulaması, klima santrallerinin enerji tüketiminin azaltılmasında önemli payı olabileceği fikrinden hareketle hazırlanmıştır. Daha önce 2007 yılında hazırlanmış olan bir önceki enerji sınıflandırması 2009 yılı içerisinde revize edilmiştir.

Klima santralleri için enerji iki ana gruba ayrılır: Isıl enerji (ısıtma ve soğutma için) ve fanlar için tüketilen elektrik enerjisi ve ısı geri kazanım sisteminin verimi değerlendirilmelidir. Isıl enerji tüketimi için iklim farklılıkları dikkate alınmalı ve ısı geri kazanımındaki basınç düşümlerinin etkisini değerlendirmek için ısıl enerji ile elektrik enerjisi arasındaki birincil enerji farklılığı 2:1 oranında alınmalıdır. Fanların elektrik enerjisiyle ilgili olarak yöntem, fanın verimini ve cihazın boyutunu dikkate almaktadır. Klima santralleri içinde enerji verimliliğini etkileyen birçok faktör vardır. Fakat Eurovent bu faktörlerden en önemlisi olarak gördüğü için fan enerji tüketimini özellikle dikkate almaktadır. Bu tüketimi etkileyen faktörleri filtre kesit hızı, ısı geri kazanımı basınç kaybı, üfleme ve egzoz fan sistemi, elektrik motorlarının bütünsel statik verimliliği şeklinde sıralayabiliriz.

Tanımın daha net olması içinde klima santralleri üç ana gruba bölünmüştür.

Grup 1: Kış tasarım dış hava sıcaklığı minimum $\leq 9^{\circ}\text{C}$ olan %100 veya karışım hücreli kısmi taze havalı ünitelerdir. Bu sınıfın etiketi A F işareti ile gösterilmektedir.

Grup 2: Resirkülasyon üniteleri veya tasarım giriş sıcaklığının her zaman $> 9^{\circ}\text{C}$ ünitelerdir. Bu gruba ön koşullandırmadan geçirilen üniteler de dahildir. Bu sınıfın etiketi A↻ F↻ işareti ile gösterilmektedir.

Grup 3: Hücreli aspiratörler. Bu sınıfın etiketi A↑ F↑ işareti ile gösterilmektedir. Hesaplama ile ilgili değerler, EN13053 standardından alınmaktadır.

5.2.9 Klima Santrallerinde Enerji Geri Kazanımı

Klima santrali sistemlerinde enerji geri kazanım cihazları ile uygulama, ısıl enerji tüketimini azaltmak için yaygın olarak kullanılan bir metottur. Enerji tüketimindeki azalma bir hava akımından diğerine ısıl enerji (duyulur veya gizli) transferi ile sağlanmaktadır. En sık karşımıza çıkan ısı geri kazanım sistemleri

- Run around serpantinler

- Plakalı ısı eşanjörleri
- Rotorlu ısı eşanjörleri

Run Around Serpantinler

Run around serpantinler, dışarı atılan havadan ısı geri kazanımı (kış çalışması) veya dış ortam havasından egzoz havasına duyulur enerji transferi (yaz çalışması) prensibi ile çalışır.

Bir run around serpantin sistemi basitçe dönüş havasında bir serpantin, üfleme havasında bir serpantin ve bu iki serpantini birbirine bağlayarak bir hava akımından diğerine geri kazanılan enerjinin transferini sağlayan borulardan meydana gelir.

Isı geri kazanım verimleri

Kış çalışması (soğuk taraf): $\eta_{t2} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}$

η_{t2} = ısıtılan hava için ısı geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)

t_{22} = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı

t_{21} = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı

t_{11} = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı

Yaz çalışması (sıcak taraf): $\eta_{t1} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}}$

η_{t1} = soğutulan hava için ısı geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)

t_{11} = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı

t_{12} = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı

t_{21} = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı

Tüm ısı geri kazanım sistemleri için sadece ısıl enerji tasarrufları değil, süreçteki ek enerji tüketimi de göz önünde bulundurulmalıdır.

Run around serpantin için enerji tüketimleri

Primer taraf

Primer taraftaki enerji tüketimleri, ısı transferi için kullanılacak akışkanı ısı geri kazanım sistemi boyunca pompalamak için gereken enerjidir.

Sirkülasyon pompalarının enerji tüketimini boru ağının hidrolik tasarımı ve serpantinlerdeki su tarafı basınç kaybı belirler.

Pompaların enerji tüketimi ayrıca aşağıdakilerden etkilenir:

- pompa verimliliği (boyut ile bağlantılı)
- serpantin kontrol tipi (değişken su debisi, değişken su sıcaklığı)
- sirkülasyon pompası hız kontrolü
- geri kazanım yetersiz olduğunda otomatik kapatma sistemi

Yıllık harcanan elektrik enerjisini belirlemek için kullanılan temel denklem aşağıdaki gibidir:

$$W_s = (P_s / 1000) \times t_{eş}$$

W_s = kWh/yıl cinsinden sirkülasyon için harcanan yıllık elektrik enerjisi

P_s = W cinsinden run around serpantinlere hizmet eden pompaların elektrik gücü

$t_{eş}$ = saat/yıl cinsinden tam kapasitede eşdeğer işletim süresi

Eğer sistem klima santrali üreticisi tarafından sağlandıysa pompaların elektriksel gücü ısı geri kazanım sisteminin teknik verilerinde belirtilmiş olmalıdır.

Hava tarafı

Serpantinlerin yarattığı basınç kaybının üstesinden gelmek, klima santrallerinin fanlarına düşmektedir. Bu şekilde ek enerji tüketimi, fanların hesaplanan elektrik enerjisi harcamasına dahil edilmelidir.

Plakalı ısı eşanjörleri

Klima santrali sistemlerinde ısı geri kazanımı için plakalı ısı eşanjörleri kullanılabilir. Bir plakalı ısı eşanjöründe, duyulur ısı kıvrımlı plakalar üzerinde sıcak bir hava akımından soğuk bir hava akımına transfer edilmektedir. Kış süresince ısı akımı dönüş havasından taze havaya doğrudur. Yazın ise tam tersi olmaktadır. Isı transferi bu kıvrımlı plakalardan iletim ile sağlanmaktadır. Zaman zaman plastik gibi farklı malzemeler kullanılsa da kıvrımlı plakalar genelde alüminyumdan üretilmektedir. Plakalar paralel olarak dizilmekte ve her köşeden bir çerçeveye ile sabitlenmektedir.

Isı geri kazanım verimleri

$$\text{Kış çalışması (soğuk taraf): } \eta_{r2} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}$$

η_{r2} = ısıtılan hava için ısı geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)

t_{22} = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı

t_{21} = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı

t_{11} = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı

Yaz çalışması (sıcak taraf): $\eta_{t1} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}}$

η_{t1} = soğutulan hava için ısı geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)

t_{11} = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı

t_{12} = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı

t_{21} = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı

Tüm ısı geri kazanım sistemleri için sadece ısı enerji tasarrufları değil, süreçteki ek enerji tüketimi de göz önünde bulundurulmalıdır.

Plakalı ısı eşanjörleri için enerji tüketimi

Plakaların yarattığı basınç kaybının üstesinden gelmek, klima santrallerinin fanlarına düşmektedir. Bu şekilde ek enerji sarfıyatı, fanların hesaplanan elektrik enerjisi harcamasına dahil edilmelidir.

Rotorlu ısı eşanjörleri

Rotorlu ısı eşanjörlerinde gizli ve duyulur ısı, mikro kanallı matriks bir yapı aracılığı ile transfer edilmektedir. Bu yapı besleme ve dönüş kanalları arasında dönmektedir. Isı eşanjörleri rejeneratif ve ters yönlü hava akışları arasında çalışmaktadır ve bu sebeplerle yüksek geri kazanım oranı elde edilmektedir. Bu matriks yüksek ısı ve kütle transferi yüzeyi bulundurmalı ve aynı zamanda içinden hava geçtiğinde düşük basınç kayıplarına sahip olmalıdır. Rotorlar için en yaygın kullanılan malzeme alüminyumdur.

Rotor, dönüş ve besleme havalarının karışmasını engellemek için sızdırmaz bantları bir hücre içinde bulunmaktadır. Kayışlı bir tahrik motoru bu rotorun işletimi için gereklidir. Dönüş hızının ayarı rotor geri kazanım oranını kontrol edebilir.

Kirli dönüş havasının besleme havası ile karışmasını engellemek amacı ile çoğu rotorlu ısı geri kazanım bölümleri bir hava tahliye alanına sahiptir. Bu alan dış hava ile dönüş havası arasında bir hava geçişi sağlıyor ve basınç farkı ile rotor gözenekleri besleme havası ile karışmadan önce dönüş havasından kurtulmaktadır. Alanın açısı rotor hızına ve dönüş havası ile dış hava basınç farkına göre ayarlanmaktadır. Ancak yine de %1-2 oranında hava karışımı meydana gelmektedir.

Isı geri kazanım verimleri

Kış çalışması (soğuk taraf)

$$\text{Sıcaklık verimi: } \eta_{t2} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}}$$

η_{t2} = ısıtılan hava için ısı geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)

t_{22} = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı

t_{21} = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı

t_{11} = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı

$$\text{Nem verimi: } \eta_{x2} = \frac{x_{22} - x_{21}}{x_{11} - x_{21}}$$

η_{x2} = nemlendirilen hava için nem geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)

x_{22} = kg/kg cinsinden besleme havası özgül nemi

x_{21} = kg/kg cinsinden dış ortam hava özgül nemi

x_{11} = kg/kg cinsinden dönüş havası özgül nemi

Yaz çalışması (sıcak taraf)

$$\text{Sıcaklık verimi: } \eta_{t1} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}}$$

η_{t1} = soğutulan hava için ısı geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)

t_{11} = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı

t_{12} = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı

t_{21} = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı

$$\text{Nem verimi: } \eta_{x1} = \frac{x_{11} - x_{12}}{x_{11} - x_{21}}$$

η_{x1} = nemi alınan hava için nem geri kazanım verim katsayısı (sıcaklık oranı)

x_{t11} = kg/kg cinsinden dış ortam hava özgül nemi

x_{12} = kg/kg cinsinden besleme havası özgül nemi

x_{21} = kg/kg cinsinden dönüş havası özgül nemi

Sıcak ısı geri kazanımı

Eğer $(t_d - t_o) < 0$ ise $t_d - t_o = 0$ olarak sabitlenir.

$t_o + (t_d - t_o) \eta_l / 100 > t_b$ ise $(t_d - t_o) \eta_l / 100 = t_b - t_o$ olur.

$Q_{IGK,I}$ = kWh/yıl cinsinden yıl boyu geri kazanılan ısıtma enerjisi

$t_{işletim}$ = saat/yıl cinsinden senelik işletim süresi

- V_b = m³/s cinsinden besleme hava debisi
 t_d = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı
 t_o = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı
 η_t = % cinsinden sıcaklık verimi
 t_b = °C cinsinden besleme havası sıcaklığı

Soğuk ısı geri kazanımı

Eğer $(t_d - t_o) < 0$ ise $t_d - t_o = 0$ olarak sabitlenir.

$(x_d - x_o) < 0$ ise $x_d - x_o = 0$ olur.

Eğer rotor higroskopik değilse $Q_{IGK,gizli} = 0$

$Q_{IGK,duyulur}$ = kWh/yıl cinsinden yıl boyu geri kazanılan duyulur soğutma enerjisi

$Q_{IGK,gizli}$ = kWh/yıl cinsinden yıl boyu geri kazanılan gizli soğutma enerjisi

$t_{iş}$ = saat/yıl cinsinden senelik işletim süresi

V = m³/s cinsinden besleme hava debisi

t_o = °C cinsinden dış ortam hava sıcaklığı

x_o = kg/kg cinsinden dış ortam hava mutlak nemi

t_d = °C cinsinden dönüş havası sıcaklığı

x_d = kg/kg cinsinden dönüş havası mutlak nemi

η_t = % cinsinden sıcaklık verimi

η_x = % cinsinden nem verimi

Rotorlu ısı eşanjörleri için enerji tüketimi

Rotordaki basınç kaybını yenmek için ek fan gücü

$$P_{e,kayıp} = \frac{V_b \times \Delta P_b}{\eta_b \times 1000} + \frac{V_d \times (\Delta P_d + P_{damper})}{\eta_d \times 1000}$$

formülü ile hesaplanır.

P_e = kW cinsinden rotorun oluşturduğu basınç kaybını yenmek için gereken fan gücü

V_b = m³/s cinsinden besleme hava debisi

ΔP_b = Pa cinsinden besleme yönünde rotorda oluşan basınç kaybı

η_b = besleme tarafı, fan verimi

V_d = m³/s cinsinden egzoz hava debisi

ΔP_d = Pa cinsinden egzoz yönünde rotorda oluşan basınç kaybı

ΔP_{damper} = Pa cinsinden dönüş hava yönünde dengeleme damperindeki basınç kaybı

η_d = egzoz tarafı, fan verimini ifade etmektedir.

Rotordaki kaçaklar için egzoz ek fan gücü

$$P_{e,kaçak} = (V_{kaçak}/V_{egzoz}) \times P_e$$

$P_{e,kaçak}$ = kW cinsinden rotordaki kaçaklar için egzoz ek fan gücü

$V_{kaçak}$ = m³/s cinsinden besleme bölümünden egzoz bölümüne kaçan hava debisi

V_{egzoz} = m³/s cinsinden egzoz hava debisi

P_e = kW cinsinden rotordaki kaçaklar olmadan egzoz fan gücü

Rotor motoru

$$P_{e,sürücü} = k \times D^2/1000$$

$P_{e,sürücü}$ = kW cinsinden rotor motoru gücü

k = sabit, 25-35 arası, sızdırmazlığa bağlı olarak

D = m cinsinden rotor çapı

Yıllık enerji sarfıyatı şöyle hesaplanır:

$$W = (P_{e,kayıp} + P_{e,kaçak}) \times t_{iş,AHU} + P_{e,sürücü} \times t_{iş,rotor}$$

W = kWh cinsinden yıllık ek enerji sarfıyatı

$P_{e,kayıp}$ = kW cinsinden rotorun oluşturduğu basınç kaybını yenmek için gereken fan gücü

$P_{e,kaçak}$ = kW cinsinden rotordaki kaçaklar için egzoz ek fan gücü

$P_{e,sürücü}$ = kW cinsinden rotor motoru gücü

$t_{iş,AHU}$ = saat cinsinden yıllık klima santrali işletim süresi

$t_{iş,rotor}$ = saat cinsinden yıllık rotor işletim süresi

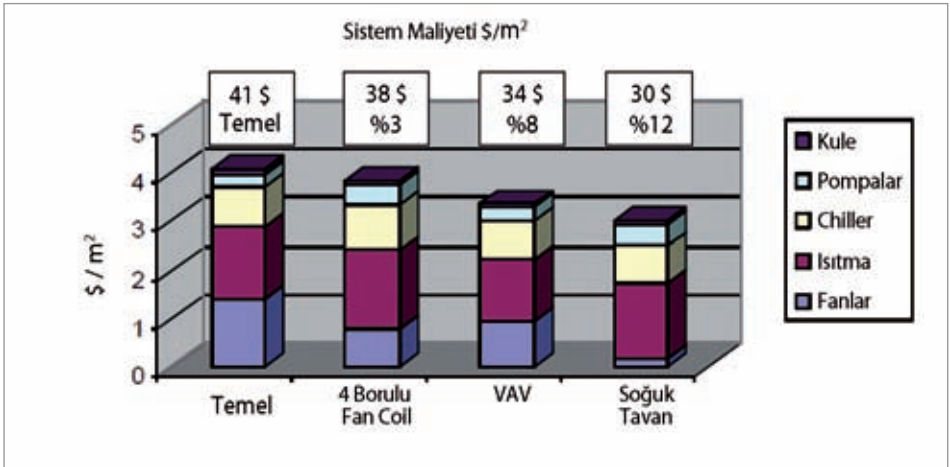
5.2.10 Soğuk Tavan (Chilled Beam) Sistemleri ve Enerji Verimliliği

Aktif soğuk tavan üniteleri 1970'lerin ortalarından beri kullanılmakta olan sistemlerdir. Son yıllarda "Yeşil Bina" kavramının gelişmesinin bir sonucu olarak tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de ofis, otel, hastane gibi binalarda önerilen bir seçenek haline gelmiştir. Bu sistemin ticari binalarda uygulanabilecek diğer sistemlere göre enerji verimliliği ve konfor bakımından bazı avantajları olduğu bilinmektedir. Bunlar aşağıda kısaca özetlenmiştir.

- Soğuk tavan sistemleri aşağıda açıklandığı gibi soğutmada yoğuşma olmadan çalışmaktadır. Bu amaçla daima yoğuşma sıcaklığının üzerinde tutulan soğutma suyu kullanılır. Yüksek sıcaklıklı soğutma (14-17 °C), soğutma gruplarının veriminin klasik yöntemle göre %20 oranında artmasını sağlar.
- Soğuk tavan sistemlerinde ısı yükü, klima santrali ile karşılanmakta ve nem değeri yoğuşmasız işletme amacıyla uygun seviyede tutulmaktadır. Düşük su sıcak-

lığı kullanan oda klima cihazları gerekenden çok yoğuşmaya ve enerji tüketimine neden olmaktadır.

- Fancoil vb. fanlı ünitelerin ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisi bina bazında karşılaştırıldığında, indüksiyon prensibi ile çalışan ve içinde fan bulunmayan soğuk tavan cihazlarına göre çok yüksektir. İndüksiyon sistemi sayesinde üniteye verilen bir birim taze hava, nozul basıncına bağlı olarak 1/3 ile 1/5 oranında indüklemeye yaparak, 3 ile 5 birim oda havasını batarya üzerinden çevirir. Bu sayede şartlandırılan oda havası, önceden şartlandırılan taze hava ile karışarak odaya verilmiş olur.
- Fanlı ünitelerde, fanın oluşturduğu ısı enerjisi soğutmada ilave maliyet oluşturmaktadır.
- Fan sisteminin merkezileştirilmesi (klima santralinin fanı) ile düşük sıcaklıklı ısıtma ve yüksek sıcaklıklı soğutmanın getirdiği performans artışı, fan coil cihazlarının kullanıldığı bir sisteme göre %15 ile %30 arasındaki bir oranda daha ekonomik işletme sağlamaktadır. Bu oran, binanın bulunduğu bölgeye göre farklılık göstermektedir.
- Tam havalı ve değişken debili sistemlerle kıyaslandığında ise bu işletme avantajı soğuk tavan lehine %10-12 arasındadır. Free cooling olarak bilinen uygun dış hava sıcaklığı ile mahalin soğutulması avantajına sahip olan VAV sistemler ile kıyaslandığında bile soğuk tavan, avantajlı bir işletme sağlamaktadır. Şekil 5.14'de ABD'nin Illinois eyaletinde, Chicago şehrinde LEED modeli temel alınan 13.000 m² 6 katlı bina için yapılan analiz gösterilmektedir



Şekil 5.14 ABD'nin Illinois eyaletinde, Chicago şehrinde Leed modeli temel alınan 13.000 m² 6 katlı bina için yapılan analiz.

Binanın dış cephe ve ısı kazancı şartları ASHRAE 90.1-2007 minimum standartlarına uygun belirlenmiştir. Bu örnek projede çeşitli HVAC sistemlerinin birim bina alanına göre işletme enerji tüketimi incelenmiştir.

- Düşük sıcaklık ile ısıtma yapmaya uygun olan batarya tasarımı ve indüksiyon sistemi sayesinde soğuk tavan üniteleri 4 K ile 10 K arasındaki ΔT su rejimi ile en yüksek 60°C su sıcaklığı ile ısıtma yapmaktadır. Isı pompası ile kullanıldığında 45/35 °C su rejimi ile çalışması mümkün olmaktadır.
- Dış hava kullanan sistemlerde (DOAS - Dedicated Outdoor Air System) taze hava debisinin talebe bağlı kontrolü, enerji verimliliği açısından önemlidir. Bu açıdan taze hava ile çalışan soğuk tavan sistemleri değişken hava debili olarak tasarlanabilir ve ilave enerji ekonomisi sağlanır. Otel odası uygulamaları ve ofislerdeki toplantı salonları bu tip uygulamalara güzel birer örnektir.
- Yeşil bina uygulamalarında iç hava kalitesi bir değerlendirme kriteridir. Bu açıdan taze hava ile çalışan soğuk tavan sistemi yeşil bina uygulamalarında daha yüksek seviyede hava kalitesi elde etmektedir.
- Tahliye tesisatı, fan bakım maliyeti ve filtre maliyeti olmaması sistemin bakım maliyetini azaltmakta ve ekonomik ömrünü uzatmaktadır.

Soğuk tavan uygulamalarının ilk yatırım maliyetinin yüksek olmaması daha çok binanın enerji verimli yeşil bina kavramı ile tasarlanmış olması ile doğrudan ilgilidir. Günümüzde aydınlatma sistemlerinin, ofis makinelerinin oluşturduğu ısı kazanımları eskiye göre azalmıştır. Daha iyi gölgeleme kabiliyeti olan camların maliyetleri düşmüştür. Dış gölgeleme elemanlarının kullanımının önemi anlaşılmıştır. Bu tip önlemler ile duyulur soğutma yükleri 75 Watt/m² veya bu değerden daha az olan binalar tasarlanabilmektedir.

Sistem Tasarımı

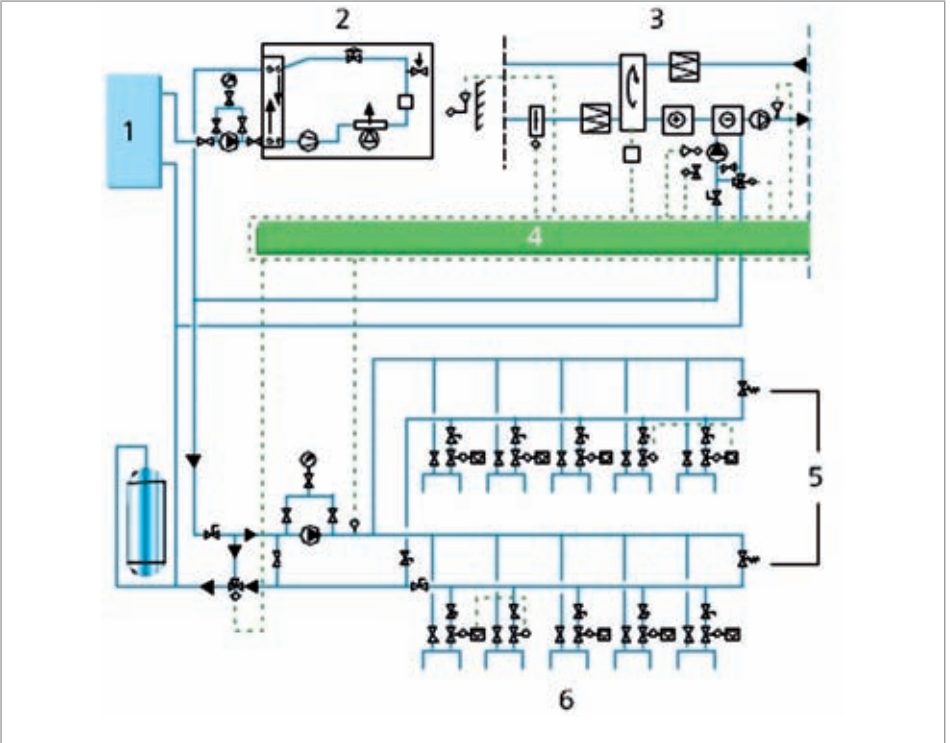
Oda ünitelerinin düzenlenmesi

Soğuk tavanlar ve çevre sistemleri iki yollu valflerle kontrol edilecek şekilde bağlanır. Bu durum, üç yollu vana kontrolüne kıyasla avantajlıdır. Düşük maliyetlidir, tasarım ve ayarları basittir. Frekans konvertörlü pompaların uygun bir maliyet karşılığında monte edilebilmesi, iki yollu sistemin tercih edilmesini destekler.

Yoğuşma koruması

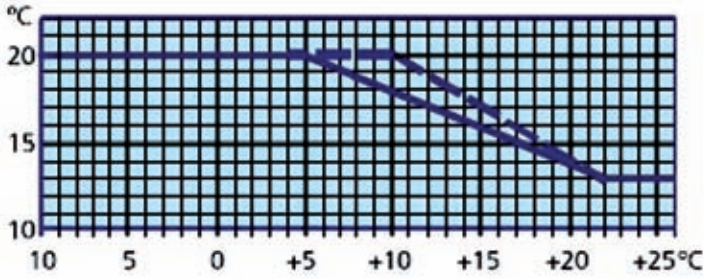
Yazın sıcak günlerinde havanın nemi yüksek olabilir. Havadaki nem ne kadar yüksekse, yüzeyler üzerindeki yoğuşma için çığ noktası sıcaklığı o kadar yüksektir. Mollier diyagramı (nem-entalpi-diyagram) bu ilişkiyi göstermektedir (Şekil 5.18). Sözelimi 25°C’de ve %50 bağıl nem oranında çığ noktası 14°C’dir. Başka bir deyişle sıcaklığı 14°C veya altında olan yüzeylerde yoğuşmaya başlar. Yaz aylarının bazı günle-

rinde, sağanak yağmur sonrası çığ noktası sıcaklığı bazen 15°C'ye çıkabilir ve ender durumlarda 17°C'ye kadar yükselebilir. Yoğuşma sorunlarını önlemek için sistemin oda ünitelerinde yoğuşmayı önlemesini sağlamak için önlemler alınmalıdır. Tedarik edilen hava, bu hava ünitesi üzerinde bulunan soğutma bataryasında yoğuşmayı önlemek için her zaman soğutulmalıdır. Başka bir yöntem de bağıl nemi ölçen bir sensör kullanmaktır (Şekil 5.17). Şant grup valfi su sıcaklığını çığ noktası sıcaklığı üzerinde tutmak için kontrol edilir. Yüksek dış mekan sıcaklıklarında ve yüksek bağıl nemde havanın kurutulmasını sağlamak için tedarik edilen hava sıcaklığı Şekil 5.16'da belirtildiği gibi hava durumuna göre düzeltilmelidir (kesik çizgili alternatif eğriye bakınız). Ancak +22°C ve üzerindeki dış mekan sıcaklıklarında taze havanın nemini almak önemlidir. Böylece tedarik edilen havanın çığ noktası sıcaklığı, soğuk tavan ünitesinin batarya sıcaklığından düşük veya buna eşittir.

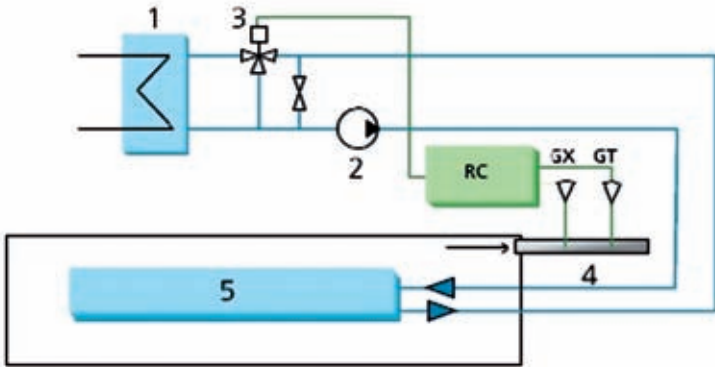


Şekil 5.15 Sistem çözümü

- 1 - Su tankı
- 2 - Su soğutucu
- 3 - Hava idare ünitesi
- 4 - Kontrolör
- 5 - Diferansiyel basınç valfi
- 6 - Soğuk tavanlar



Şekil 5.16 Dış mekanın hava sıcaklığına göre tedarik edilen havanın düzeltilmesi

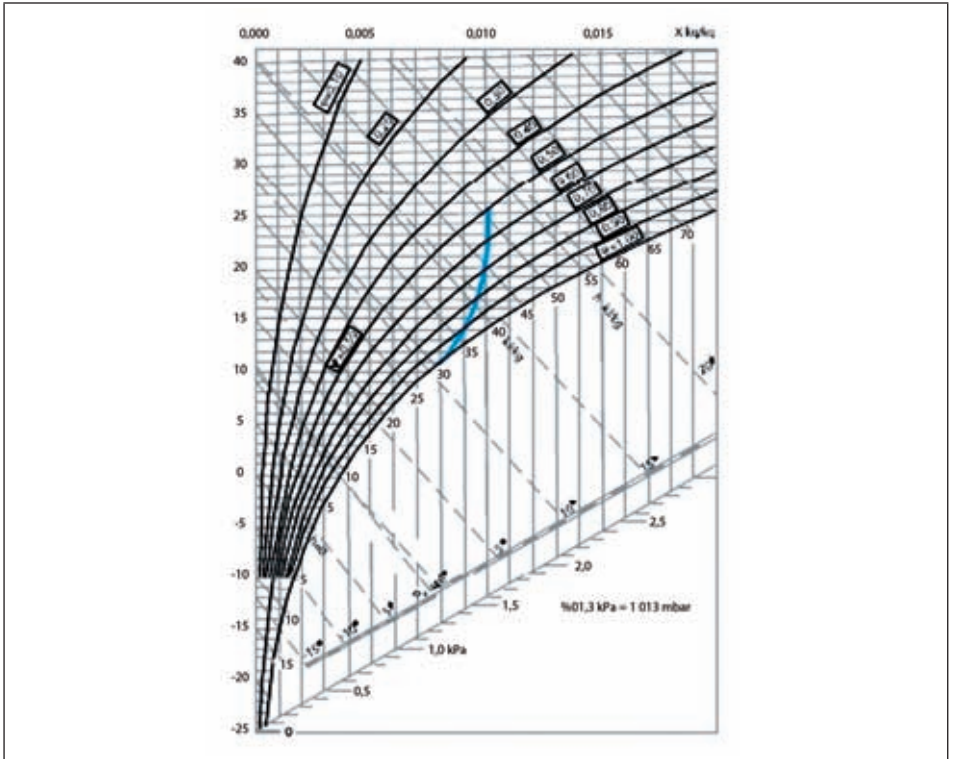


Şekil 5.17 Şant grubu yoluyla yoğuşma koruma kontrolü

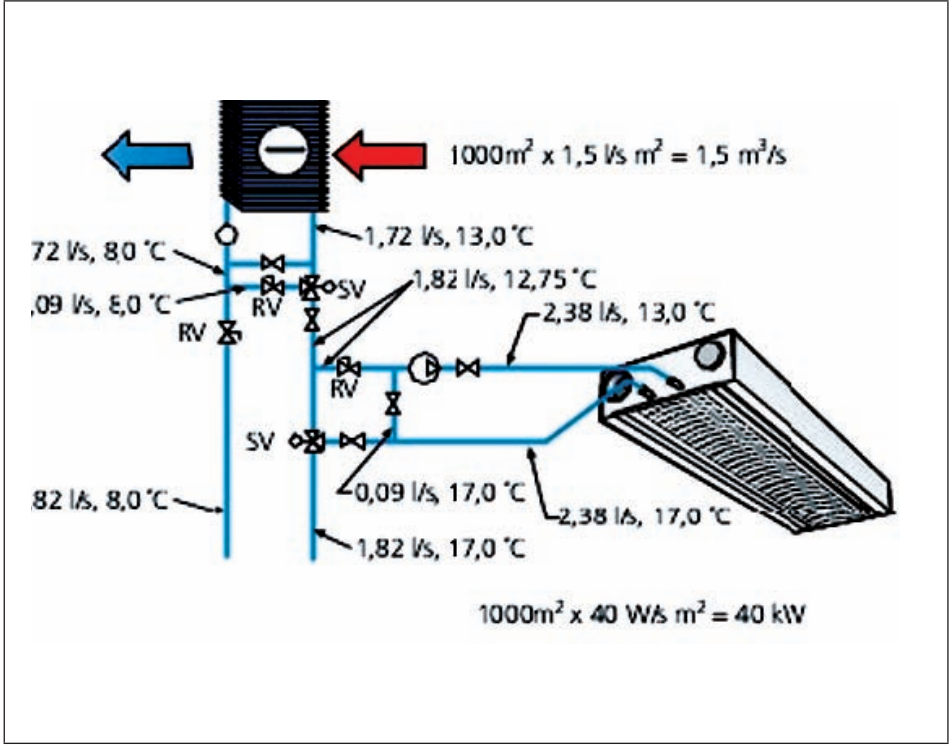
- 1 - Buharlaştırıcı/yoğuşturucu
- 2 - Sirkülasyon pompası
- 3 - Şant
- 4 - Çıkan hava kanalı
- 5 - Soğuk tavan
- RC - Kontrolör
- GX - Nem sensörü
- GT - Sıcaklık sensörü

Yoğuşma koruma tasarımı

Yoğuşma yoluyla, tedarik edilen havanın kurutulması ile yoğuşmaya karşı soğuk su sıcaklığının oda ünitesine verilmesi arasında etkileşimi sağlamak için ilgili kontrol ve ayar valflerine sahip uygun boru sistemi tasarımları için öneriler burada verilmektedir. Sistem, 14°C'deki bir çiğ noktasına tekabül eden 25°C KT ve %50 RH durumu için seçilmiştir. Soğuk tavan için soğutma aracının seçilen sıcaklığı, tedarik sırasında 13°C'ye ve dönüşte 17°C'ye ayarlanmıştır (Şekil 5.18). Hava idare kısmında soğutma bataryası tedarik sıcaklığı da 8°C ve dönüşte 13°C olarak seçilmiştir. Bunlar bölge soğutmasında dahi iyi şartlar sağlayan sıcaklıklardır. Burada 1000 m²'lik bir tesiste 1,5 L/s m²'lik bir hava debisi varsayılmıştır. Bu bölge soğutmasında tercihen 16°C'den daha yüksek bir dönüş sıcaklığı istenir. Dolayısıyla hava idaresinde dönüş sıcaklığını korumak önemlidir. 0,09 L/s bypass debisi hava soğutucusundan sonraki üç yollu valf SVI'e ulaşır. Ayrı debiler ve sıcaklıkların yardımıyla boru sisteminin ayrı parçalarının karışım sıcaklıkları hesaplanır. Hesaplanan karşım sıcaklıklarına bakarak tasarım sırasında iyi bir etkileşimde bulundukları açık görülmektedir. Sonuçta ortaya çıkan debi ve sıcaklıklar görülmektedir (Şekil 5.19).



Şekil 5.18 Yoğuşma koruması çalışma anı 1. Tedarik edilen hava için durum değişikliği.



Şekil 5.19 Yoğuşma koruması çalışma anı

Sıcaklıklar

Aşağıda verilen sıcaklıklar tavsiye niteliğindedir. Belirtilen sıcaklık farklarının oluşması beklenmektedir.

Tavsiye edilen sıcaklıklar	
Tedarik sıcaklığı, soğutma	>13°C (Yoğuşma koruması bölümüne bakınız)
Sıcaklık artışı soğutma	2-4 K
Soğutma sırasında ventilasyon havası	Şekil 5.16'ya bakınız

Oda ayarı

Oda sıcaklığının ayarlanması bir oda termostatu yoluyla her odada bağımsızdır. Oda ünitesi soğutmayı ve (uygun olduğunda) sekanslı ısıtma valfini kontrol eder. Böylece oda, ısıtma ve soğutmayı aynı anda almaz. Kötü yalıtımlı yaşlı binalarda soğutma ve ısıtmanın her zaman peşi sıra gelmesi beklenmemelidir. Burada yönlendirilen çalışma sıcaklığının kontrol edilmesi tavsiye edilir. Bu durumda, iç alanlarda soğutma zorunluluğu olduğundan ısıtmayı aynı anda çevre duvarlardan da alma ihtiyacınız olabilir.

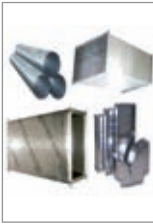
5.2.11 Hava Kanallarında Verimlilik Artırma Yöntemleri

Klima santrallerinde şartlandırılan veya direkt temiz havanın kullanım yerine ulaştırılmasını sağlayan ve kullanım yerinde kirlenen havanın dışarı atılmasını veya tekrar kullanılması için santrale taşıyan dairesel, dikdörtgen, oval ve daha farklı geometrik yapılarıdır. Düşük hızlı hava kanallarında hava hızı konfor tesisatlarında 10 m/s'yi geçmezken endüstri tesislerinde hız 12-15 m/s civarında olmaktadır. Kanallar 1000 Pa'ya kadar düşük basınçlı kanallar, 1750 Pa'ya kadar orta basınçlı kanallar ve 2500 Pa'ya kadar ise yüksek basınçlı kanallar olarak sınıflandırılırlar. Hava kanalları geometrik yapılarına göre aşağıdaki gibi sınıflandırılırlar.

- Dairesel kesitli hava kanalları
- Dikdörtgen veya kare kesitli hava kanalları
- Oval hava kanalları
- Esnek hava kanalları
- Tekstil (bez) hava kanalları



a) Yuvarlak



b) Dikdörtgen



c) Oval



d) Esnek



e) Tekstil (bez)

Şekil 5.20 Hava kanalları çeşitleri;

İşletme ve enerji verimliliği açısından hava kanallarının tasarımı ve malzeme seçimi çok önemlidir. Hava kanallarının tasarımı yapılırken aşağıda belirtilen hususlar değerlendirilmeye alınmalıdır.

- Kanal için gerekli olan hacim
- İstenilen bölgeye yeterli miktardaki hava
- Hava dağılımı, hızı ve dengeleme
- Kanallardaki hava kaçağı
- Gürültü, titreşim, estetik ve ses seviyesi
- Kanallardaki ısı kaybı ve kazancı
- Yangın ve duman kontrolü
- Kanalların yalıtımı
- Sistemin ilk yatırım ve işletme maliyetleridir

Kanallarda Hava Sızıntısı

Kanal sistemlerindeki kaçaklar yolu ile kaybedilen enerji çok yüksek boyutlardadır. Hava sızıntı kayıpları yalnızca havalandırma yapılan uygulamalarda fan enerji maliyetlerini artırmaktadır. Kaçak ne kadar fazla ise, bu oranda fan gücü boşa harcanmış olacaktır. Eğer önceden tahmin edilmezse yeterli temiz hava miktarı sağlanamaz. Klima kanallarında ise kaçak hava; aynı zamanda soğutma ve ısıtma enerjisi kaybı anlamına gelmektedir. Dolayısı ile klima sistemlerinde hem fanda, hem de soğutma (veya ısıtma) grubunda enerjinin boşa harcanması söz konusudur. Şartlandırılan hacimlerden geçen kanallardaki kaçaklar, yine iklimlendirilen hacme olacağından, bir kayıp oluşturmayacağı ileri sürülebilir. Ancak bu halde bile sızan hava istenilen fonksiyonu yerine getirmeyecek, menfezlerden hedef bölgeye istenilen hava üflene-meyecektir.

Montajı tamamlanan hava kanallarında hava sızıntıları, genellikle flanş ek yerlerinden, ayrılmalardan, köşe parçalarından ve flanş içindeki silikon kurumasından meydana gelmektedir. Ayrıca birleştirme kısıkaçlarının (G Clamps) yeterli aralıklarla atılmaması hava kaçaklarını artırmaktadır. Birleştirme kısıkaçlarının aralıkları SMACNA' ya göre 15 cm'i geçmemelidir. Özellikle montaj esnasında kanalların üst flanş birleşme yerlerine kısıkaç atılmamakta ve aşırı miktarda hava kaçakları meydana gelmektedir. Kendinden flanşlı kanal sisteminde daha az hava kaçağı olmaktadır. Klima tesisatınızın hijyenik ve ekonomik olması için kendinden flanşlı hava kanalı kullanılmalıdır. Klima kanallarında meydana gelen kaçaklar; fan enerji maliyetlerinin yanında soğutma ve ısıtma uygulamalarında enerji kaybı anlamına gelmektedir. EN 15727 Mayıs 2010 standardına göre dairesel ve dikdörtgen kesitli kanallar için kaçak sınıflandırılması yapılmıştır. Tablo 5.4 ve Tablo 5.5'de dairesel ve dikdörtgen veya kare kesitli kanallar için EN 15727'ye göre sızdırmazlık sınıfları verilmektedir.

Tablo 5.4 EN 15727 göre dairesel kesitli kanallar için sızdırmazlık sınıfı

Sızdırmazlık sınıfı	Statik basınç (Pa)		Maksimum sızıntı miktarı (m ³ /sm ²)
	Pozitif	Negatif	
A	500	500	$0,027 \times P_{test}^{0,65} \times 10^{-3}$
B	1000	750	$0,009 \times P_{test}^{0,65} \times 10^{-3}$
C	2000	750	$0,003 \times P_{test}^{0,65} \times 10^{-3}$
D	2000	750	$0,001 \times P_{test}^{0,65} \times 10^{-3}$

Tablo 5.5 EN 15727 göre dikdörtgen veya kare kesitli kanallar için sızdırmazlık sınıfı

Sızdırmazlık sınıfı	Maksimum sızıntı miktarı (f _{max}) (m ³ /sm ²)	Statik basınç (P _s) (Pa)			
		Negatif basınç	Pozitif basınç		
			1	2	3
A	$0,027 \times P_{test}^{0,65} \times 10^{-3}$	200	400	-	-
B	$0,009 \times P_{test}^{0,65} \times 10^{-3}$	500	400	1000	2000
C	$0,003 \times P_{test}^{0,65} \times 10^{-3}$	750	400	1000	2000
D	$0,001 \times P_{test}^{0,65} \times 10^{-3}$	750	400	1000	2000

Sızıntı kaçak testleri izolasyon yapılmadan ve uç noktalarındaki ekipmanlar takılmadan yapılmalıdır. Herhangi bir bölümdeki hava sızıntı kaçak miktarı standartlar tarafından belirlenen kabul edilebilir sınırlar içinde olmalıdır. Eğer ilk testte kanaldan olan sızıntı miktarı sınır değerlerin üzerinde ise kanal bağlantıları arzu edilen değerlere ulaşılan kadar tekrar kontrolü yapılmalı ve tekrar test edilmelidir. Test gerçekleşirken limit değerlere ulaşabilmek için özel olarak bir sızdırmazlık önlemi alınmışsa ya test kabul edilmez ya da tüm kanallar teste tabi tutulmalıdır. Pratikte, kanal sızdırma miktarı kanal yüzeyi ile orantısal kabul edilebilir. Kanal birleştirme çevre uzunluğu (toplam flanş uzunluğu) önemli bir etkidir. Dairesel veya kare kesitli kanalın çaplarına, kesitlerine ya da fittings miktarına göre kanallardan gerçekleşen sızıntı miktarı değişmektedir. Hesaplanan kaçak miktarı hava debisine göre, proje değerlerine ilave edilmelidir.

Temiz oda ve bazı endüstriyel uygulamalarda enerji maliyetlerinin yanında uygulamaya göre hijyenik şartlar ayrı önem ifade etmektedir. İç hava kalitesinin sağlanması ile ilgili çalışmalar göstermiştir ki kanalların temizliği büyük önem taşımaktadır. Besleme ve dönüş kanallarında toplanan toz, mantar vs. gibi kirleticilerin hastalık kavramına büyük etkileri vardır. Bu nedenle özellikle besleme kanallarının içinin temizlenmesi gereği, bazı batı ülkelerinde örneğin İsveç'te bina yönetmeliklerine dahil edilmiştir. Kanal içi temizliği için çeşitli temizlik yöntemleri ve cihazları geliştirilmiştir. Bu cihazların standart çapları ve uygun geometrisi nedeniyle dairesel kesitli kanallara uygulanması daha kolay ve daha ucuz olmaktadır. Hava kanallarında olması istenen özellikler;

- İç yüzeylerinin pürüzsüz olması,
- Toz yutan ve tutan kısımlarının olmaması,
- Korozyona karşı dayanıklı olması,
- Taşınması kolay ve hafif olması,
- Hava sızdırmazlığı iyi olması,
- Isıya karşı dayanıklı olması,
- Yanmaması ve alev taşımaması,
- Ucuz ve montajının kolay olması,
- Darbelere karşı dayanımlı olmasına,
- Hijyenik şartlara uygun olmasına
- Bakteri, mikrop vb. canlıların üremesine neden olmamalıdır.

5.3 BİREYSEL /TİCARİ KLİMALARDA VERİMLİLİK ARTIRMA YÖNTEMLERİ

Bu bölümde paket soğutma ünitelerinin ve ısı pompalarının verimliliğinin artırılması için gerekli önlemler açıklanmıştır. Bu kategori ekipmanları, pencere tipi klimalar, paket tipi klima cihazları, VRF'ler ve havadan havaya ısı pompalarıdır. Hemen hemen tüm soğutma üniteleri soğutucu akışkan sıkıştırma prensibi ile çalışır. Ünitelerdeki bileşenlerin hepsi tek bir paket içindedir. Dış hava, kondenserdeki soğutucu akışkanın ısısını almak için kullanılır. Isı pompası durumunda, dış hava ısı kaynağıdır. Üniteler genellikle bina zarfına monte edilirler.

Bireysel klima ve ısı pompaları uygun aralıklarla temizlenmeli, ayarlanmalı, yağlanmalı ve bakımı yapılmalıdır. Modern bireysel klimalar normal çalışma şartlarında kullanılmış ise servis süreleri boyunca güvenli şekilde çalışırlar. Çok az bakıma ihtiyaç duymalarına rağmen uygun aralıklarla bakım yapmanın enerji verimliliği açısından faydası vardır.

Filtreler ve filtre montajları: Filtreler genellikle kısa aralıklarla, birkaç ayda bir temizlenir. Konaklama tesisi gibi yerlerde filtreler bir kaç haftada bir temizlenmelidir. Filtrelerin tıkanması cihazların soğutma kapasitelerini oldukça düşürür. Eğer filtreler çok kirlenirse, cihazın eski kapasitesine ulaşabilmesi için değiştirilmelidir. Aksi takdirde, serpantinler de kirlenebilir. Eğer filtreler sık sık temizlenirse özelliğini daha çabuk kaybeder. Yenisiyle değiştirilen filtrelerin, yerine düzgün bir şekilde yerleştirilmesi önemlidir. Sıkı şekilde oturmazsa, pislik filtreden kaçır ve serpantin üzerinde toplanır.

Serpantinler: Temizlikleri ve lamel aralıkları kontrol edilmelidir. Birçok durumda, tıkanmış serpantinler hava akışını engeller, evaporatör aşırı soğur ve kondenser serpantini ise aşırı ısınır. Bu durum, cihazın daha uzun çalışmasına ve fan enerji tüketiminin artmasına ve verimliliğinin azalmasına neden olur. İç ünite fanının daha fazla güç çekmesine ve ısınmasına neden olabilir. Tıkanmış evaporatörler iç hava kalitesi ile ilgili sorunlara yol açarlar. Evaporatör üzerinde yoğunlaşan su buharı da kiri tutar. Bu kir üzerindeki mikroorganizmalar oda içerisine fan ile üflenir. Kirlenmeler, elektrik süpürgesi ve fırça ile temizlenebilir. Eğer gerekirse serpantinler deterjanlı su ve basınçlı hava ile yıkanabilir. Bazı durumlarda, çok tıkalı evaporatörlerin temizliği için dezenfektan gerekebilir. Serpantin kanatlarındaki eğrilikler özel tarak ile düzeltilmelidir.

Drenaj tavaşı ve borusu: Yoğuşma tavaları biriken çamur sayesinde tıkanabilir. Tavada biriken suyu, bazı mikroorganizmaları barındırdığından ve bu mikroorganizmaları fan ile ortam havasına ilettiğinden dolayı sağlık için zararlı olabilir. Yoğuşma tavaasında yoğunlaşan su serbestçe akabilmelidir. Aksi takdirde, uygun eğimde monte edilip edilmediği kontrol edilmelidir.

Dış ünite serpantini: Dış ünite serpantinleri genellikle yaprak, diğer dış atıklar ve çamur tarafından tıkanır. Kirli serpantin boşa giden enerji demektir. Çoğu zaman basınçlı su ile temizlemek yeterli olmaktadır.

Fan Kanatları: Verimli bir hava akışı için fan kanatları temiz tutulmalıdır. Unutulmamalıdır ki santrifüj fan kanatlarını temizlemek daha fazla sese neden olur. Çünkü kir, fan gürültüsünü engellemektedir.

Fan motoru yağlanması: Eğer fan motoru düzenli olarak yağlanmıyorsa belirli aralıklarla yağlama yapılması gerekmektedir.

Kullanıcı kontrolleri: Fan hız ve fonksiyon düğmeleri bazen dayanıksız olabiliyor. Eğer kullanıcı, kontrolü uygun bir şekilde yapamıyorsa, ünite verimsiz ve yetersiz çalışacaktır. Kontrol elemanlarının belirli aralıklarla denetlenmesi ve arızalı düğmelerin onarılması gerekir.

Dış hava damperleri: Eğer dış hava damperleri kullanılıyorsa, uygun açıklık, kullanıcı kontrol paneline bağlantısının ve hareket serbestisinin kontrolü gerekmektedir. Damperlerin kapatılması unutulur veya gereğinden fazla açıklık bırakılırsa önemli miktarda iklimlendirilmiş hava kaybı olabilir.

Soğutucu akışkan şarj miktarı: Uygun olmayan soğutucu akışkan şarjı, verimliliği ve kapasiteyi büyük ölçüde azaltır. Soğutucu akışkan miktarının uygun olup olmadığı yetkin teknik elemanlar tarafından kontrol edilmeli ve düzeltici işlemler gerçekleştirilmelidir.

Maliyet: Ünite başına yılda ortalama 40 ₺.

Amorti Süresi: Kısadır. Uygun bakımla yapılan toplu tasarruflar uzun vadede büyük maliyet azalışı sağlar.

UYARILAR

İzleme: İnsanlar filtreleri ve serpantinleri temizlemekten hoşlanmazlar. Bu yüzden konu üstünde durulmalıdır. Filtreler bilinenden çok daha sık temizlik gerektirir. Eki-binizin bu konuda eğitilmesi gerekmektedir. Kullanıcı kontrollerinin durumu sık sık denetlenmelidir. Soğutucu akışkan şarjının az olmasından kaynaklanabilecek konfor şikayetleri dikkate alınmalıdır.

Yedek Parça: Yeterli miktarda yedek filtre, kontrol düğmesi ve kontrol panelleri bulundurulmalıdır. Bunların gözden çıkarılabilir ihtiyaçlar olarak değerlendirilmesi gerekir. Bazı önemli yedek parçaları stok tutmadan temin etmek, gerektiğinde bakım için büyük bir zaman ve para kaybıdır.

Yeterlilikler: Eğer cihazınıza son bir veya iki yıl içinde bir onarım yapıldıysa ve istenilen değerlerde çalışmıyorsa, büyük ihtimalle bakımı yapanlar yeterince donanımlı değildir ya da işlerini ciddiye almamışlardır. Sadece konusunda yeterliliğe sahip teknik elemanların soğutma sistemine müdahalesine izin verilmelidir.

Verimli Klimalar ve Isı Pompaları

Bireysel iklimlendirme cihazları ve ısı pompalarının verimlilikleri modellerine göre değişiklik gösterir. Klimanın ve ısıtmada ısı pompasının uzun süreli kullanıldığı tesislerde yüksek verimli üniteler kullanarak enerji maliyetinde tasarrufa gidilebilir. Bu durum hem yeni hem de üzerinde iyileştirme yapılan uygulamalar için geçerlidir.

Paket tipi klimalar ve ısı pompaları büyük bakım gerektirmeden genellikle 15 ile 20 yıl çalışabilir. Ana bakım gerektiği zaman, maliyet yüksek olabileceğinden dolayı üniteyi yenilemek daha makul bir çözümdür. Enerji tasarrufu için verimliliği daha yüksek ünite kullanma şansı bu aşamada dikkate alınmalıdır. Enerji verimli sistemleri değiştirmek ekonomik bir çözüm değildir. Diğer yandan, eğer ünitelerin yıl içindeki toplam çalışma süreleri uzun ise ve ömürlerinin sonuna geldilerse bütün üniteleri değiştirmek daha ekonomik olabilir. Eğer değiştirilmesi öngörülen üniteler bazı ek montajlar gerektiriyorsa, ünitelerin bir grup olarak değiştirilmesi arzu edilebilir.

Verimlilik Değerlendirmesi

Klimaların ve ısı pompalarının verimliliği bir çok faktöre bağlıdır. Daha iyi verimlilik için kompresör, kompresör motoru, fan motoru, ısı değiştiricisi ve genleşme valflerinin geliştirilmesi gerekmektedir. Isı pompası verimliliği ise, evaporatördeki defrostun iyi kontrolü ve yedek rezistanslı ısıtıcı ile iyileştirilebilir. Verimli bir ünite seçimi için bütün bu faktörlerin analiz edilmesine gerek yoktur. Bir çok ülkenin yasaları minimum verimlilik değerlerini zorunlu kılar. Bu değerler paket klimalarda ve ısı pompalarında yer almaktadır.

- **Enerji Verimlilik Oranı (Energy Efficiency Ratio - EER):** Verilen birim Watt başına alınan BTU'dur (çoğu yeni kaynaklarda W/W olarak da verilmektedir). Belirli bir ünitenin EER'si büyük ölçüde sıcaklık ve neme bağlıdır. Bu yüzden yayınlanmış değerler belirli koşullardaki çalışmaya dayanır. Bu yöntem, klima cihazının gerçek çalışma alışkanlıklarına uymadığı için A.B.D.'de artık bir standart olarak benimsenmemektedir.
- **Mevsimsel Enerji Verimliliği Oranı (Seasonal Energy Efficiency Ratio - SEER):** Bir ünitenin değişik standart koşullar altında çalışmasını simüle eden ortalama EER'sidir. SEER, klimaların ve ısı pompalarının soğutma performanslarının A.B.D.'de tüketiciler tarafından kullanılan standartıdır.
- **Isıtma Mevsimsel Performans Faktörü (Heating Seasonal Performance Factor - HSPF)** tanımı SEER ile aynıdır. A.B.D.'de ısı pompalarının ısıtma performansının değerlendirilmesinde kullanılır. Isı pompasının tek başına çalışmasının yeterli olmadığı düşük dış hava sıcaklıklarında elektrik rezistanslı ısıtıcıların enerji tüketimini de kapsar. Soğutma üniteleri için SEER değeri Btu/Wh olarak 8 ile 15, W/W olarak ise 2,3 ile 4,4 arasındadır. Yeni, çevreye zararı az olan soğutucu akışkanların kullanımı sabit şartlar altında yeni ünitelerin verimliliğini azaltmaktadır. Diğer yandan bu durum soğutma sistemlerinin tasarımında yeniliklere gidilmesine neden olmuş, böylece ekipman verimlilikleri ve diğer bir çok özellik geliştirilmiştir.

Dikkat Edilecek Diğer Özellikler

Mikroişlemcilerin daha fazla kullanılmasıyla yeni iklimlendirme ünitelerine bir çok kullanışlı özellik eklenmiştir. Bu yeni özellikler, iyi kalibre edilmiş termostatlar, zaman kontrolleri, sıcaklık ayarları, işletme süresince sıcaklığın otomatik yeniden ayarı ve fan çalışmasının verimli kontrolüdür. Bazı üniteler bu özelliklerin uzak-tan kullanımına izin verir. En önemli özelliklerden biri; kompresörün çalışmadığı durumlarda evaporatör (iç) fanının kapanmasıdır. Böylece fan, serpantin üzerinde yoğunlaşan nemin yeniden buharlaşmasını engelleyerek odaya gönderilmesini önler. Bu özellik fanın enerji sarfiyatını azaltır ve durma periyodunda fan gürültüsünü önlemiş olur. Mevsimsel verimlilik önemli ölçüde artırılabilir. Bu özellik termostatları ünite dışında ve direkt ortam sıcaklığına maruz kalan ünitelerde başarılı olmaktadır.

Maliyet Bilançosu

Daha büyük verimlilik elde etmek daha büyük ağırlık, boyut ve maliyet gerektirir. Düşük enerji verimliliğine sahip bir ünite ile karşılaştırıldığında, daha yüksek verimli bir ünite ağırlık ve hacim olarak %50, maliyet olarak ise %40 daha fazla olacaktır. Mevcut üniteleri değiştirmeye en büyük engel olarak yeni ünitelerin büyük boyutları gösterilebilir. Eğer ünitenin değiştirilmesi gerekiyorsa ve yeterli yer mevcut değilse, mümkünse kapasite küçültülebilir. Orijinal ünite gereğinden daha büyük kapasitede seçilmiş olabilir.

Grup değişikliklerinde alternatifleri dikkate alınmalıdır. Eğer tesisteki bütün ünitelerin çalışma ömürleri dolduysa, değişimleri için alternatiflerin gözden geçirilmesi gerekebilir. Örneğin; fan coil kullanan bir merkezi klima santrali alternatif olabilir.

Ekonomik Değerlendirme

Ünitelerin işletme maliyetlerinin %20'si ile %50'si oranında tasarruf edilebilir. Verimli üniteler, diğer ucuz ünitelere göre %20 ile %50 daha pahalıdır. Bu ek maliyet genellikle üniteyi daha cazip kılan, daha sessiz çalışma ve daha kolay kontrol gibi ek özellikleri beraberinde getirir. Yeni yapılarda ve ömrü dolmuş ünitelerin değişiminde amortisman süresi bir ile birkaç yıl arasında değişebilir. Çalışan ünite değişimlerinde bu süre birkaç yıl olabilir. En büyük etken elektrik maliyeti ve işletme süresidir.

Kaynaklar:

- [1] Donald R. Wulfinghoff , Energy Efficiency Manual, Energy Institute Press, 1999.
- [2] Wayne C. Turner, Steve Doty, Energy Management Handbook, 6th edition, The Fairmont Press, Inc., 2007.
- [3] Uğraş Sevgen, “Yapılarda Otomasyon ve Enerji Yöntemleri”, Klima Santrallerinde ve Hava Kanallarında Isı ve Akustik Yalıtımı, 2008.
- [4] Mustafa Bilge, Klima Santralleri, ISKAV Yayınları, 2010.

BÖLÜM 6

ÖRNEK ENERJİ ETÜTLERİ

6.1 AMAÇ

Enerji denetlemeleri binaların ve endüstriyel tesislerin enerji performanslarını anlamak ve enerji tasarrufu yapılacak yerleri tespit etmek amacıyla yapılır. Bir binanın ya da tesisin ne kadar enerji tükettiği, enerji tüketimi modelleri, eğilimleri ve bu enerjinin maliyeti incelenir ve enerji tüketimini azaltmak için uygulanacak verimlilik artırıcı projeler tespit edilir.

Tipik bir enerji denetlemesi için izlenmesi gereken basamaklar aşağıdaki gibidir:

- Denetleme kriterlerinin ve kapsamının belirlenmesi,
- Denetleme takımının oluşturulması,
- Denetleme planının yapılması,
- Kontrol listesinin hazırlanması,
- Denetleme yapılacak yere saha ziyareti düzenlenmesi,
- Enerji tüketimi ve diğer gerekli bilgilerin toplanması,
- Ön analiz yapılması,
- Verilerin toplanması ve ölçümler yapılması,
- Enerji tüketimi modellerinin analiz edilmesi,
- Karşılaştırmalı incelemelerin yapılması,
- Verimlilik artırıcı projelerin uygulanabileceği noktaların tespit edilmesi ve önerilerde bulunulması,
- Maliyet-fayda analizinin yapılması,
- Denetleme raporunun yazılması,
- Uygulamaya geçilmesi için eylem planının oluşturulması.

Enerji denetlemelerinin kapsamı, denetlemenin amacına ve sahip olunan kaynaklara bağlıdır. Temel amaç, binanın veya endüstriyel işletmenin ne kadar enerji tükettiğinin, neden tükettiğinin ve konfor şartlarını ya da kaliteyi bozmadan nasıl daha az enerji tüketeceğinin tespit edilmesi olmalı; ve bu sayede kısa, orta ve uzun vadeli stratejik enerji yönetim ve yatırım planları yapılmalıdır.

6.2 ETÜT ÇEŞİTLERİ

Yapılacak çalışmaların kapsamına bağlı olarak enerji değerlendirme sonucu iki ayrı başlıkta toplanır: Ön Enerji Etüdü ve Detaylı Enerji Etüdü.

Ön Enerji Etüdü Değerlendirmesi:

Ön enerji değerlendirmesi, yapılacağı işletmeye düzenlenen saha ziyareti sırasında edinilen gözlemler doğrultusunda yapılır. Genelde hazır verilerin ve bilgilerin kullanıldığı, çok fazla ölçümün yapılmadığı bu denetleme türünde elde edilen sonuçlar, denetlenen yerin enerji performansı ile ilgili genel bir bakış açısı kazandırma ve enerji verimliliği için ön değerlendirme amaçlıdır. Verimlilik artırıcı projeler için basit geri ödeme hesapları ve benzer tüketiciler ile karşılaştırma analizleri verilir. Ancak, unutulmamalıdır ki, ön enerji denetlemeleri gözlem tabanlı denetlemeler olduğundan, çıkacak verimlilik artırıcı projeler genellikle kaçakların giderilmesi, izolasyon eksikliklerinin giderilmesi ya da gerekli bakımların yapılması gibi sıfır yatırımlı ya da düşük yatırımlı önlemler olacaktır. Ön enerji denetlemeleri düşük maliyetli ve kısa sürede hazırlanan denetlemelerdir. Detaya girilmemesine rağmen ön enerji denetlemesi sayesinde tüketici, önemli tasarruf fırsatları elde edilebilir.

Detaylı Enerji Etüdü Değerlendirmesi

Detaylı enerji değerlendirmesi için, ön enerji incelemesinde yapılan çalışmalara ek olarak, oldukça detaylı bilgi toplanması ve ölçümler yapılması gerekir. Ölçümler her bir sistem ve proses için ayrı ayrı gerçekleştirilir. HVAC sistemi, aydınlatma, fanlar, motorlar, panolar, pompalar, basınçlı hava, fırınlar, kazanlar, buhar ve sıcak su sistemi, proses ısıtma sistemi ve denetlenen yerde var olan diğer spesifik sistemlerin hepsi tek tek incelenir ve analiz edilir. Ön enerji denetlemesine kıyasla daha zahmetli ve daha uzun süreli, dolayısıyla daha maliyetli bir çalışmadır. Bu denetleme türü çok daha detaylı bir çalışma olduğu için elde edilen sonuçlar çok daha kesin, kapsamlı ve ayrıntılıdır. Tespit edilen verimlilik artırıcı projeler yapılan ölçümler doğrultusunda sistem için özel hesaplamalardır. Bu projelerin maliyet analizleri de basit geri ödeme hesaplamasının ötesine gider ve iç kârlılık oranı, net bugünkü değer ve ömür maliyet analizi hesaplamalarını kapsar. Dolayısı ile, detaylı denetleme sonucunda hazırlanacak raporlar doğrultusunda işletme geleceğe yönelik stratejik planlama yapabilir. Yatırımları kısa, orta ve uzun vade olarak programlayabilir ve enerji eylem planını oluşturabilir.

6.3 ETÜT ADIMLARI

Öncelikle yapılması gereken, endüstriyel işletmenin ne ürettiğinin ve nasıl ürettiğinin tespitidir. Bu noktadan hareketle;

- İşletmenin yerleşim resmi
- Proses akış şemaları
- Kullanılan enerji türleri
- Kullanılan enerji türlerinin birim maliyetleri
- Enerji dağıtım şemaları (her bir enerji türü için)

- Günlük, haftalık ya da aylık bazda üretilen ürün miktarları (en az son bir yılı içermeli)
- Günlük, haftalık ya da aylık bazda tüketilen enerji miktarları (en az son bir yılı içermeli)
- İşletmenin çalışma süreleri

temel olmak üzere inceleme sırasında ve inceleme sonrasında raporlama ve hesaplamalarda kullanılacak her türlü bilgi toplanır. Temel bilgilerin toplanmasının ardından, yardımcı işletmeler (kazan dairesi, pompa dairesi, kompresör dairesi vb.) başta olmak üzere enerji üreten ya da tüketen bütün ekipmanların, proseslerin gerekli ölçümleri gerçekleştirilir. Kullanılan ekipman ve cihazların etiket değerleri ve varsa teknik dataları toplanır. Kontrol sistemleri tespit edilir ve çalışma şartları gözlemlenir. Yapılan bütün çalışmalar önceden hazırlanmış olan bilgi toplama formlarına kaydedilir. Raporlama sırasında işletme koşullarını hatırlatıcı notlar alınır ve fotoğraflamalar yapılır. Enerji Yönetimi'nin en önemli ayağı sağlıklı veri toplama ve bu verilerin analizidir. Bu nedenle mevcut durumun tespiti ve geleceğe yönelik hedeflerin oluşturulabilmesi için veri toplama periyoduna ihtiyaç vardır. Sayaçlardan okunacak veriler ile sağlıklı analiz yapabilmek için topladığımız veri adedinin fazla olması gerekmektedir. İstatistiksel analiz yapabilmek için 15-20 adet veriye ihtiyaç vardır.

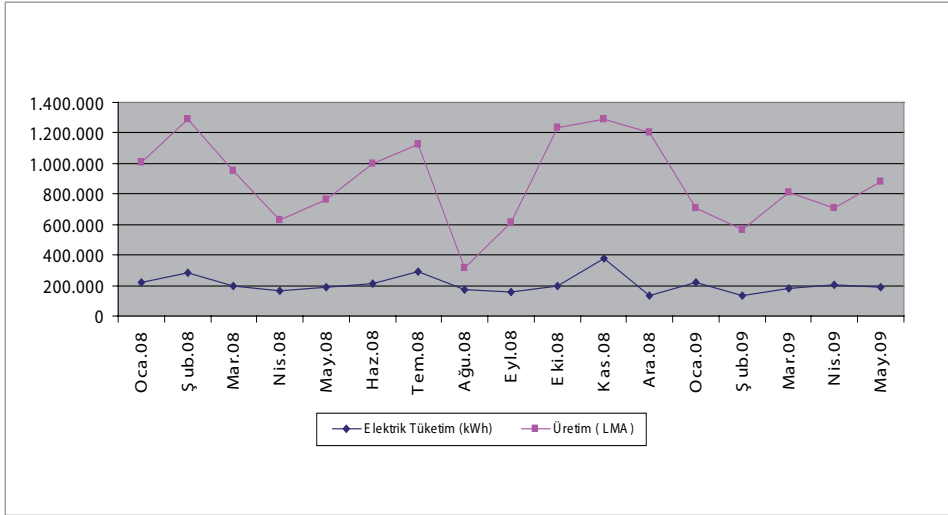
Toplanan, ölçülen ve gözlemlenen tüm veriler incelenerek ve analiz edilerek denetleme raporları oluşturulur. Hazırlanacak raporların anlaşılır olması; yapılan denetlemeyi ve elde edilen sonuçları da içeren yönetici özetinin bulunması; toplanan bilgileri, ölçülen değerleri ve gözlemlenen şartları açıkça ifade etmesi; önerilen verimlilik artırıcı projeler için ekonomik analizlerin yer alması ve kısa, orta ve uzun vadeli enerji eylem planları içermesi gerekmektedir.

6.4 ÖRNEK BİR ENDÜSTRİYEL İŞLETME ENERJİ ETÜDÜ

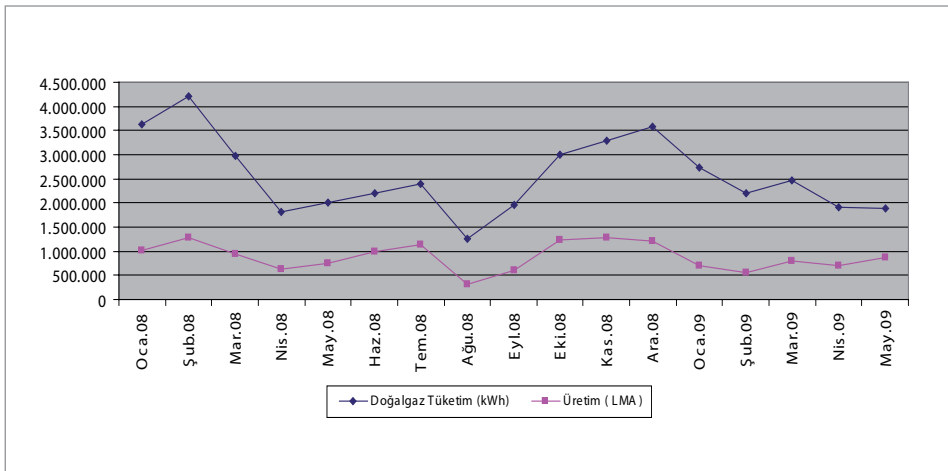
Bu çalışmada amaç bir endüstriyel işletmede enerji etüdü yapılırken hangi noktalardan nasıl ölçüm alınması gerektiğini, alınan ve ölçülen değerlerin nasıl değerlendirildiğini göstermektir. İncelenen sistemlerde gereksiz tekrarları önlemek için bir kısmı bu başlık altında, bir kısmı ise bir sonraki konu başlığı olan Örnek Bir Bina Enerji Etüdü konusunda anlatılmıştır. Sunulan değerler ve analizler gerçek ölçümlerden alınmış olup, endüstriyel işletmelerin isimleri gizlilik anlaşmaları nedeni ile verilmemiştir.

6.4.1 Genel Enerji Analizi

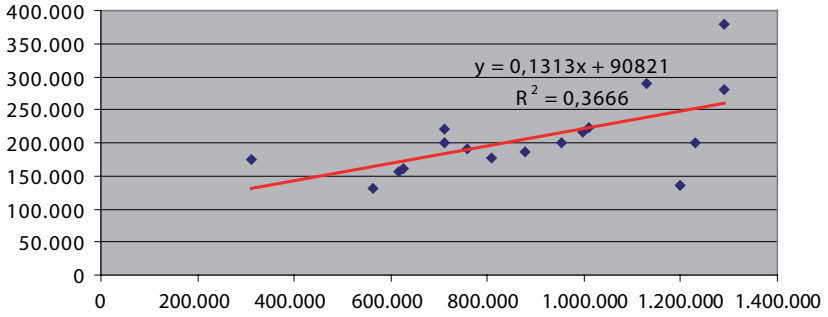
Bir enerji etüdünde ilk adım, endüstriyel işletmenin genel enerji tüketiminin zaman ve üretim ile ilişkisinin incelenmesidir. Şekil 6.1'de aylık üretim-elektrik tüketim dengesi ve Şekil 6.2'de ise aylık üretim-doğalgaz tüketim dengesi verilmektedir.



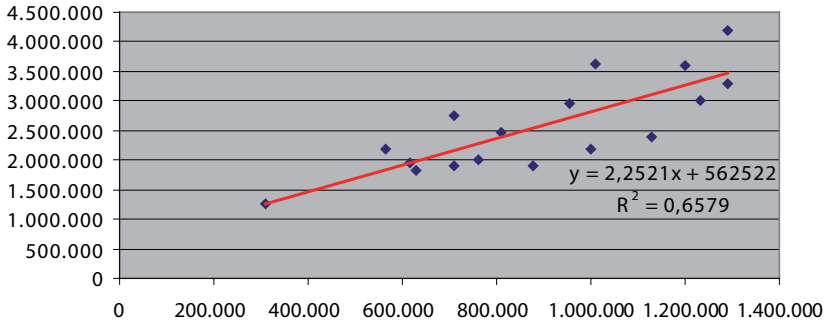
Şekil 6.1 Aylık üretim-elektrik tüketim dengesi



Şekil 6.2 Aylık üretim-doğalgaz tüketim dengesi



Şekil 6.3 Üretim-elektrik tüketim ilişkisi



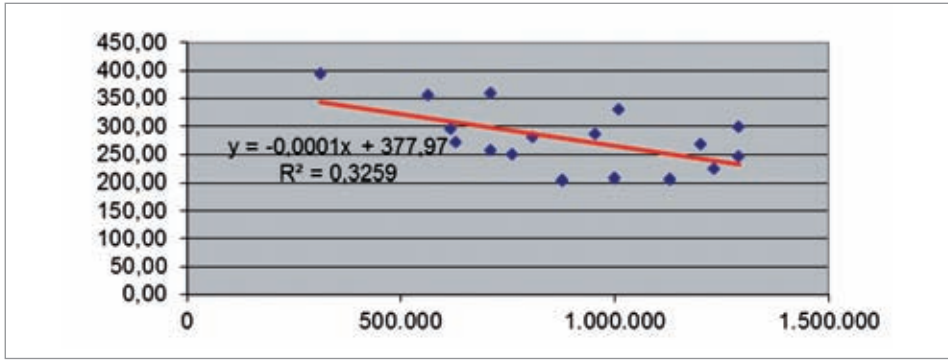
Şekil 6.4 Üretim-doğalgaz tüketimi ilişkisi

Enerji tüketim değerlerinin üretim rakamları ile birlikte aylık analizindeki amaç üretim değişimlerinden enerji tüketimlerinin nasıl etkilendiğini ve bu etkilenmede mevsimsel değişikliklerin rolünü saptayabilmek açısından önemlidir. Enerji tüketim değerlerinin üretim değerleri ile analizi ise birbirleri ile olan etkileşimlerin gücünü ve yönünü görmektir. Şekil 6.3'de üretim-elektrik tüketim ilişkisi ve Şekil 6.4'de ise üretim-doğalgaz tüketimi ilişkisi gösterilmektedir.

Ele alınan örnekte endüstriyel işletmenin elektrik tüketiminin üretimin değişimi ile orantılı değiştiği, mevsimsel değişikliklerden ise etkilenmediği görülmektedir. Bu

tür bir analizden çıkartılabilecek ilk önemli sonuç, işletmenin enerji tüketiminin iklimlendirme sistemlerinde kullanılmadığı, üretimin değişimi ile değişim gösterdiği ve dolayısı ile bu işletme de sağlanabilecek elektriksel enerji tasarrufunun daha verimli sistem (motor, aydınlatma, vs.) seçimleri ile sağlanabileceğidir.

Öte yandan doğalgaz tüketimlerinin analizi yapıldığında, doğalgaz tüketiminin hem üretim değişikliklerinden hem de mevsimler değişikliklerinden etkilendiği görülmektedir. Şekil 6.2’de de görüleceği gibi kış aylarında üretim-tüketim grafikleri arasındaki farkın açıldığı, yaz aylarında ise kapandığı; bununla birlikte üretimde ne yönde bir değişim var ise doğalgaz tüketiminde de olduğu anlaşılmaktadır. Bu tespitimizi destekleyen bir diğer nokta ile Şekil 6.4’de görülen ortalama değer grafiğinin korelasyon katsayısıdır. Üretim ile yakıt tüketimi arasındaki ilişkinin standart sapması 0,6579 olup bu değerinin kare kökü alınarak korelasyon katsayısı 0,81 olarak hesaplanır. Bu da yakıt tüketiminin üretim ile direkt etkileşim içinde olduğunu kanıttır. Bu noktada çıkartılabilecek ilk önemli sonuç ise kış aylarındaki ısıtma ihtiyaçlarının karşılanmasında ve üretimde yoğun olarak ihtiyaç duyulan ısı enerjisinin bu alanlarda yapılacak iyileştirmelerle düşürülebileceğidir. Dolayısı ile odaklanılması gereken nokta sadece verimli sistem seçimleri ve proses iyileştirmeleri değil, aynı zamanda kışın ısıtma ihtiyacının optimize edilmesidir.



Şekil 6.5 Üretim - SET ilişkisi

Endüstriyel işletmenin genel enerji analizi yapılırken bir diğer analiz edilmesi gereken değer ise SET’dir. Spesifik Enerji Tüketimi (SET = TEP/birim ürün), birim üretilen ürün başına harcanan enerjinin (TEP - Ton Eşdeğer Petrol) oranıdır. Şekil 6.5’de de görüldüğü üzere üretim arttıkça birim ürün başına harcanan enerji miktarı azalmaktadır. Eğrinin üzerinde kalan ve verimsiz olarak çalışılan üretimleri işaret eden noktaların dağınık oluşu, enerji tasarrufu potansiyelini göstermektedir.

6.4.2 Kazan Dairesi ve Isı Enerjisi Dağıtım Hatlarının Analizi

Hangi alanda faaliyet gösterirse göstere, endüstriyel işletmelerinin hemen hemen tamamında ısı enerjisi kullanılmaktadır. İster buhar, ister kızgın yağ ya da sıcak/kızgın su olsun ısı enerjisi prosesler için hem önemli bir kaynak hem de potansiyel enerji kayıpları için kritik noktalardır. En yüksek enerji tüketim noktalarının başında gelen kazanlar ve kazanların efektif çalışmasına hizmet veren yardımcı işletmelerin ve ısı enerjisi dağıtım hatlarının doğru analizi enerji tasarrufu çalışmalarında olumlu sonuçlar almak için kritik öneme sahiptir.

6.4.2.1 Kazan Dairesi

Bir endüstriyel işletmede yapılacak kazan dairesi denetlemelerinde ilk ayak kazanların denetlenmesidir. Bu çalışmada endüstride en yaygın kullanılan buhar kazanları ele alınmış olup, kızgın yağ, sıcak su ya da kızgın su kazanları da benzer şekilde analiz edilebilir. Üretilen termal enerji hangi formda taşınırsa taşınsın ya da kazan tipi ne olursa olsun, her endüstriyel işletmenin birinci hedefi en az yakıt tüketimiyle maksimum enerjiyi üretebilmektir. Bu noktada iyi ve kötü arasındaki performansı karşılaştırmak için incelemesi ve hesaplanması gereken en önemli parametre verim'dir. Verim, termodinamik olarak kazana yakıt formunda verilen enerjinin, elde edilen enerjiye oranıdır. Dolayısı ile bu durumu formülize edersek;

$$\text{Kazan Verimi } (\eta) = \frac{\text{Elde Edilen Isı Enerjisi}}{\text{Verilen Isı Enerjisi}} \times 100$$

Bu hesabın yapılabilmesi için;

Elde edilen Isı Enerjisi = Buhar Debisi x (İşletme Basıncındaki Buharın Entalpisi - Besi Suyu Entalpisi)

Verilen Isı Enerjisi = Yakıt Debisi x Yakıt Alt Isıl Değeri

Dolayısı ile yapılması gereken ölçümler; Buhar debisi, buhar basıncı (sıcaklığı), besisi suyu sıcaklığı ve yakıt debisidir. Direkt verim hesabı yöntemi ile hesaplamalar kolay olsa da kazan verimine etki eden faktörler hakkında bilgiye sahip olunamadığından ve en ufak ölçüm hatasının sonuca direkt etki etmesinden dolayı tercih edilmez.

Diğer buhar kazanı verim analizi yöntemi ise *Endirekt Yöntem*'dir. İngiliz Standartları'nın (BS845) açıkladığı gibi, endirekt yöntemde kazan verimi %100 kabul edilir ve bu değerden kayıplar tespit edilerek çıkartılarak gerçek verim değerine ulaşılır.

Bu yöntem ile kazan verimi şu şekilde hesaplanır:

$$\text{Kazan Verimi} = 100 - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6 + L_7)$$

L_1 : Baca gazına bağlı kayıp

L_2 : Yakıttaki hidrojene bağlı kayıp (H_2)

L_3 : Yakıttaki neme bağlı kayıp (H_2O)

L_4 : Havadaki neme bağlı kayıp (H_2O)

L_5 : Eksik yanma kaybı

L_6 : Kazan yüzey ısı kayıpları (Işınım ve taşınım)

L_7 : Blöf kaybı

Bu şekilde hem kazanın verimi tespit edilir, hem de kayıp oranları tespit edileceğinden nereye müdahale ederek kazan veriminin nasıl yükseltilebileceği tespit edilmiş olunur. Ayrıca ölçüme bağlı hatalar direkt yöntemde olduğu gibi sonuca ciddi oranda tesir etmez.

Örnek 1: Endüstriyel bir işletmenin kazan dairesinde gerçekleştirilen ölçümler ve incelemelerde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Kazan ısı kapasite	: 2.790,5 kW
Buhar üretme kapasitesi	: 4.000 kg/h
Buhar işletme basıncı	: 6 bar _g
Kazan verimi	: %92
Ölçüm süresi	: 30 dak.
Doğal gaz tüketim	: 90 nm ³ /30 dak. (180 Nm ³ /h)
Yakıt alt ısı değeri	: 8.250 kcal/nm ³
Buhar üretim	: 2.400 kg/h
Besi suyu sıcaklığı	: 99 °C
Buhar basıncı	: 6 bar _g
Buharlaştırma entalpisi	: 2.066 kJ/kg (6 bar _g)
Besi suyu entalpisi	: 414 kJ/kg (99 °C)
Su entalpisi	: 697,5 kJ/kg (6 bar _g & 165 °C)
Baca gazı oksijen oranı	: %3,60
Baca gazı CO oranı	: %0
Baca gazı sıcaklığı	: 177 °C
Ortam sıcaklığı	: 16 °C
Ön yüzey sıcaklığı ve yüzey alanı	: 112 °C - 4,337 m ²
Sol yan yüzey sıcaklığı ve yüzey alanı	: 57 °C - 15,319 m ²
Sağ yan yüzey sıcaklığı ve yüzey alanı	: 58 °C - 15,319 m ²

Arka yüzey sıcaklığı	: 82 °C - 4,337 m ²
Besi suyu iletkenlik	: 250 µS/cm
Kazan içi iletkenlik	: 3.500 µS/cm

Alınan bu ölçümler kullanılarak yapılan hesaplamalarda kayıplar ve kazan verimi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned}
 L_1 &= \text{Kuru baca gazı kaybı} = \%5,71 \\
 L_2 + L_3 + L_4 &= \text{Baca gazındaki su buhar kaybı} = \%2,23 \\
 L_5 &= \text{Yanmamış yakıt kaybı} = \%0 \\
 L_6 &= \text{Yüzey kayıpları} = \%1,29 \\
 L_7 &= \text{Blöf kaybı} = \%1,01
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Toplam kayıp} &= \%10,24 \\
 \text{Toplam verim} &= \%89,76
 \end{aligned}$$

Öneri 1: Kazan verimi hesabımızda ortaya çıkan sonuçlardan en önemlisi kuru baca gazı kaybının kullanılabilir olmasıdır. Baca gazının sahip olduğu bu enerji ile besi suyunun ön ısıtmasını gerçekleştirebiliriz.

Baca gazı giriş sıcaklığı	: 177 °C
Baca gazı çıkış sıcaklığı	: 120 °C
Besi suyu giriş sıcaklığı	: 99 °C

$$Q_{\text{geri kazanım}} = M_{\text{baca gazı}} \times C_{p_{bg}} \times (T_{\text{baca gazı giriş}} - T_{\text{baca gazı çıkış}}) = 43,5 \text{ kW}$$

$$T_{\text{besi suyu çıkış}} = T_{\text{besi suyu giriş}} + [Q_{\text{geri kazanım}} / (M_{\text{buhar}} \times C_{p_{su}})] = 114,6 \text{ °C}$$

Dolayısı ile baca gazı ekonomizeri yatırımı ve kullanımı ile atıl enerjiden faydalı enerji elde edebiliriz. Bu örnekte besi suyu sıcaklığını yaklaşık 16°C artırmak ve saatte 5 Nm³ doğalgaz tasarrufu yapmak mümkündür.

6.4.2.2 Isı Enerjisi Dağıtım Hatları

Buhar tesisatlarında içinden sıcak buhar geçen çıplak borulardan dış ortama ısı kaybı gerçekleşir. Bu durum hem enerji kaybı nedeni ile hem de ısı kaybeden buhar yoğunlaşması sonucu oluşacak kondens ve buna bağlı olarak yaşanacak problemler nedeni ile istenmeyen bir durumdur (Tablo 6.1 ve 6.2).

Tablo 6.1 Çıplak Buhar Borularından Dış Ortama Isı Kaybı Tablosu

Buharla hava arasındaki sıcaklık farkı	Boru Çapı									
	15 mm	20 mm	25 mm	32 mm	40 mm	50 mm	65 mm	80 mm	100 mm	150 mm
°C	W / m									
56	54	65	79	103	108	132	155	188	233	324
67	68	82	100	122	136	168	198	236	296	410
78	83	100	122	149	166	203	241	298	360	500
89	99	120	146	179	205	246	289	346	434	601
100	116	140	169	208	234	285	337	400	501	696
111	134	164	198	241	271	334	392	469	598	816
125	159	191	233	285	321	394	464	555	698	969
139	184	224	272	333	373	458	540	622	815	1133
153	210	255	312	382	429	528	623	747	939	1305
167	241	292	357	437	489	602	713	838	1090	1492
180	274	329	408	494	556	676	808	959	1190	1660
194	309	372	461	566	634	758	909	1080	1303	1852

Tablo 6.2 Vanaların Eşdeğer Boru Isı Kayıpları

Parça	DN	Boru Sıcaklığı °C		
		50	100	300
Flanş Çifti	25	0,2 m	0,4 m	1,0 m
	100	0,5 m	1,0 m	2,5 m
	300	1,5 m	3,0 m	7,0 m
Vana	25	0,5 m	1,0 m	2,5 m
	100	1,2 m	2,5 m	7,0 m
	300	3,0 m	6,0 m	12 m
Toplam	25	0,7 m	1,4 m	3,5 m
	100	1,7 m	3,5 m	9,5 m
	300	4,5 m	9 m	19 m

Ayrıca, ısıtma ve soğutma tesisatlarında vana, çekvalf, pislik tutucu ve flanşlar toplam tesisat içinde dikkate değer bir oranda ısı kaybı yüzeyi oluşturmaktadırlar. Söz konusu tesisat elemanlarına ya yalıtım uygulanmamakta ya da yalıtım uygulaması, yetersiz kalmaktadır.

Bu tür yalıtım kaçaklarının tespiti için termal görüntülemeye ihtiyaç vardır. Şekil 6.6 ve 6.7'de bu konu ile ilgili olarak birkaç örnek verilmiştir.



Şekil 6.6 Termal görüntüleme 1



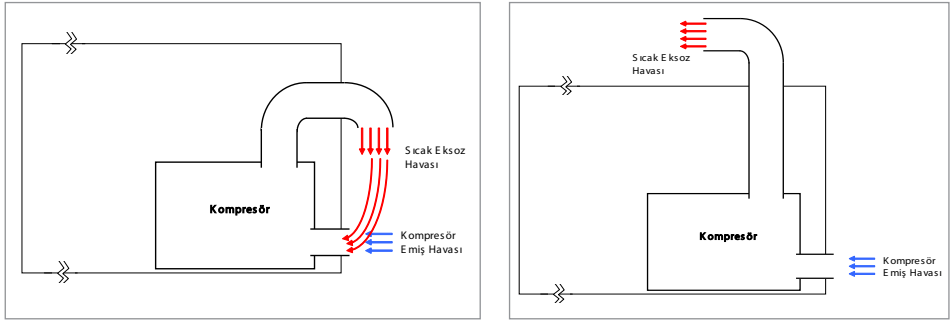
Şekil 6.7 Termal görüntüleme 2

6.4.3 Basınçlı Hava Sistemi Analizi

Basınçlı hava uygun, güvenli ve emniyetli olduğu için bir güç kaynağı olarak kontrol valflerinde, hava motorlarında, temizleme amaçlı olarak hava tabancalarında ve diğer birçok amaçlar için kullanılmaktadır. Basınçlı havanın birçok avantajlara sahip olması nedeniyle onun yüksek maliyetli bir güç kaynağı olduğu gerçeği sık sık gözden kaçırılır. Basınçlı havanın maliyeti elektrik fiyatlarından 7-10 misli daha fazla olduğundan basınçlı hava pahalı bir güç kaynağıdır. Bu nedenle basınçlı havanın ekonomik olarak tatminkar olduğu durumlarda kullanılması gereklidir. İyi bir bakım yapılması ve atıkların değerlendirilmesi son derece önemlidir.

Basınçlı hava kompresörlerinde atık ısıdan geri kazanım yapmak mümkündür. Kompresör tarafından kullanılan enerjinin %94'ü ısı enerjisine dönüştürülür. Enerji tasarrufu potansiyelinin en yüksek olduğu kısımlar ara ve son soğutucu kısımlarıdır. Son soğutucu tarafından alınan ısı, basınçlı havadan nemi uzaklaştırırken ara soğutucu tarafından alınan ısı, sıkıştırma verimliliğini artırır. İşletmenizde kompresörden atılan sıcak havadan enerji geri kazanım uygulaması (ortam ısıtması gibi) yapılabilir.

Ayrıca, kompresör verimini artırmak için giriş havasının mümkün olduğunca soğuk, temiz ve kuru olması gerekmektedir. Bu nedenle binanın kuzey yönünde ve yağmurdan korunmuş bir hava girişi tercih edilmelidir. Genelde yapılan yanlış uygulama ise egzoz çıkışı ile hava emişinin aynı yerden yapılmasıdır. Bu şekilde yapılan uygulamalarda hava emiş sıcaklığı egzoz sıcaklığı nedeni ile daha sıcak olacaktır ve verim düşecektir. Giriş sıcaklığındaki her 5 °C'lık düşme, enerji tüketiminde %2 bir azalmaya neden olur. Şekil 6.8'de kompresör egzoz ve hava emiş-yanlış ve doğru uygulama örnekleri gösterilmektedir.



Şekil 6.8 Kompresör egzoz ve hava emiş- yanlış ve doğru uygulama örnekleri

Kompresör denetlemesi yapılırken ölçülmesi gereken parametreler;

- Egzoz debisi
- Egzoz sıcaklığı
- Hava emiş sıcaklığı
- İşletme basıncı
- Yükte - boşta çalışma süreleri
- Güç faktörü

Basıncılı hava dağıtım sistemlerini incelerken kontrol edilmesi gereken en önemli parametre kaçakların olup olmadığıdır. Basıncılı hava kaçakları enerji tüketimini ciddi oranda artırmakta işletmenin maliyetlerini yükseltmektedir. Tablo 6.3'te hava kaçak miktarları, basınç ve kaçak büyüklüğüne göre yaklaşık olarak verilmektedir. Genellikle kaçakların olduğu noktalar bağlantı noktaları ya da esnek boruların kırılma noktalarıdır.

Tablo 6.3 Değişik Çaptaki Deliklerden Meydana Gelen Hava Kaçakları (L/s)

Basınç	Değişik çaptaki deliklerden (L/s) olarak meydana gelen hava kaçakları						
(bar)	0,5 mm	1 mm	2 mm	3 mm	5 mm	10 mm	12,5 mm
0,5	0,06	0,22	0,92	2,1	5,7	22,8	35,5
1,0	0,08	0,33	1,33	3	8,4	33,6	52,5
2,5	0,14	0,58	2,33	5,5	14,6	58,6	91,4
5,0	0,25	0,97	3,92	8,8	24,4	97,5	152
7,0	0,33	1,31	5,19	11,6	32,5	129	202

Basıncılı hava dağıtım hatları denetlenirken kontrol edilmesi gereken bir diğer nokta ise dağıtım hatların çap ve tasarımıdır. Uygulanabilecek hallerde basınçlı hava dağıtım sisteminin “ring” yapılması enerji kayıplarının azaltılması açısından uygundur. Öte yandan, basınçlı hava depolama tankı, hava kurutucu (nem tutucu) vb. ekipmanlardaki basınç kayıpları ölçülmeli ve ortaya çıkan duruma göre önlem alınmalıdır.

6.4.4 Elektrik Motorları Analizi

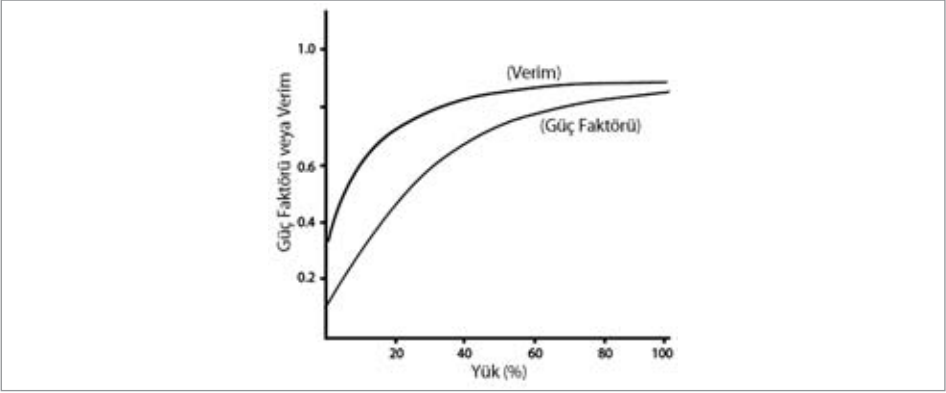
Elektrik motorları, elektriksel gücün mekanik güce çevrilmesi amacı ile en yaygın olarak kullanılan makinelerdir. Sanayide kullanılan elektrik enerjisinin yarısından fazlasının elektrik motorları tarafından tüketilmesi elektrik motorlarının analizini çok önemli hale getirmektedir. Bu nedenle motor seçimi, çalıştırılması ve bakımı özel dikkat gerektirir. Elektrik motorlarında kayıplar ikiye ayrılır:

- Boşta çalışırken oluşan kayıplar,
- Yükte çalışırken oluşan kayıplar.

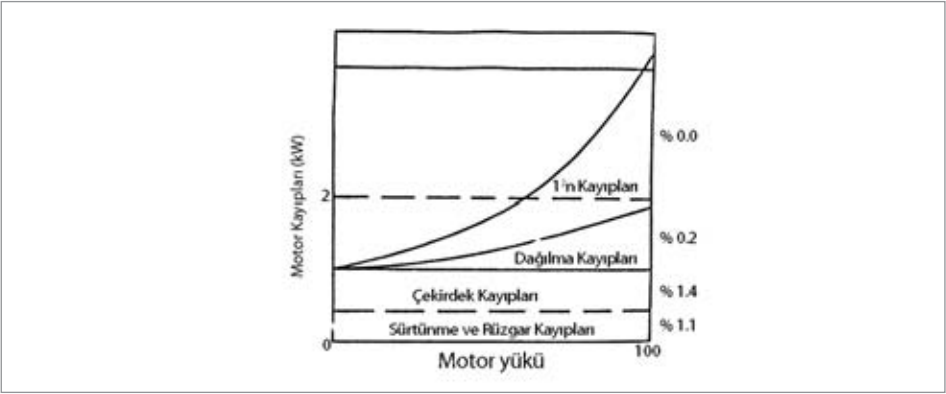
Bu kayıplar ortalama olarak %15 civarındadır. Elektrik motorları genellikle kritik proseslerde motor devre dışı kalmaması için, ileride meydana gelebilecek kapasite artırımları için, yedek motor ihtiyacını azaltmak için ve yük değişimlerinde güvenlik payı olması için büyük seçilirler. Ancak bu durum aşağıdaki sorunlara yol açar.

- Düşük verim ve güç faktörü
- Yüksek satınalma fiyatı
- Yüksek enerji dağıtım maliyeti
- Büyük seçilmesi gereken şalt malzemeleri

Elektrik motorlarında verimli çalışmayı etkileyen birçok faktörün başında motor yükü gelmektedir. %50-60 motor yükü kritik bölgedir. Motor yükleri bu aralığın altına indiklerinde verim hızla düşer. Düşük verimler genellikle düşük yükte veya boşta çalışan motorlar nedeni ile oluşur ki; bu durumlar mümkün olduğunca engellenmelidir.



Şekil 6.9 Yük-verim ilişkisi

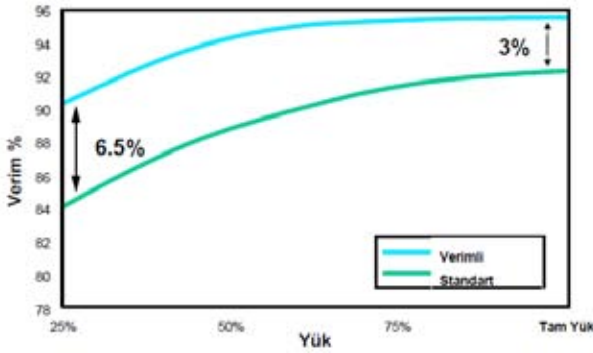


Şekil 6.10 Yük-kayıp ilişkisi

Günümüzde, enerji tasarrufu bilinci ve gelişmiş teknoloji kullanımı ile enerji tüketimlerini azaltmak mümkündür. Elektrik motorlarının milinden aldığımız faydalı güç, motorun şebekeden çektiği güçten kayıp güçlerin çıkmış halidir. Bu noktadan hareket ile enerji tasarrufu sağlamak, bir başka deyişle elektrik tüketimini azaltmanın yolu kayıpların azaltılmasından geçmektedir. Bu durumu sağlayabilmek için yüksek verimli motorlara (IE2 veya IE3) geçilmelidir. Yüksek verimli motorlara geçiş yaparak; enerji maliyetlerinin azaltılması ve trafo ile dağıtım şebekelerine yüklenmelerin azaltılması sağlanır. Yüksek verimli motorların yatırım maliyetleri düşük verimli motorlara göre pahalı gibi dursa da, yatırım maliyetlerini 10-22 ayda amorti ederler. Şekil 6.9'da yük-verim ilişkisi ve Şekil 6.10'da yük-kayıp ilişkisi verilmektedir.

Bir örnek vermek gerekirse, 20 HP gücündeki standart bir motorun verimi %88 civarındadır. Ama aynı güçteki yüksek verimli bir motorun verimi %91'e çıkmakta ve en yüksek verimli motorlarda bu değer %93'e ulaşmaktadır. Yani standart motor-

lar tükettikleri elektrik enerjisinin %12'sini ısıya dönüştürüp atık ısı olarak çevreye yayarken, uygulamada var olan en yüksek (premium) verimli motorlar bu %12'lik dilimin %5'lik kısmı kullanılabilir mekanik güce dönüştürebilir. Sadece %7'lik kısmını atık ısıya dönüştürmektedir. Düşük atık ısı oranı motorun daha serin çalışmasını sağlayıp ömrünü uzatmakta ve motorun aşırı yüklenme ve anormal işletme şartlarına daha iyi direnç gösterip elektrik akımı ve voltajındaki kalitesizliklere daha toleranslı olmasını sağlamaktadır. Ortalama %75 yük faktörü ile yılda 6000 saat çalışan 20 HP'lik bir motorun %88,3 verimli standart olanı yerine verimi %93 olan daha yüksek verimli motor ile değiştirilmesi, yılda 4102 kWh elektrik enerjisinin tasarrufunu sağlayacaktır. Türkiye'de her kWh elektrik üretiminde ortalama 0,60 kg CO₂ salındığı dikkate alınır, yüksek verimli motor, yılda yaklaşık 2,5 ton sera gazının atmosfere girmesini önleyecektir. Enerji tasarrufu ve çevre katkısına ek olarak yüksek verimli motorlar daha yüksek güvenilirlikleri (dolayısı ile daha az arızalanıp üretim kaybına daha az sebep olmaları) daha düşük bakım masrafları ile de işletme maliyetlerini düşürürler. Verimsiz motorların arızalandıklarında tamir edilerek ve sargılarının yenilenerek ömürlerinin süresiz olarak uzatılması yerine yüksek verimli motorlar ile değiştirilmesi uygun olmaktadır.



Şekil 6.11 Elektrik motorlarında verim yük karşılaştırması

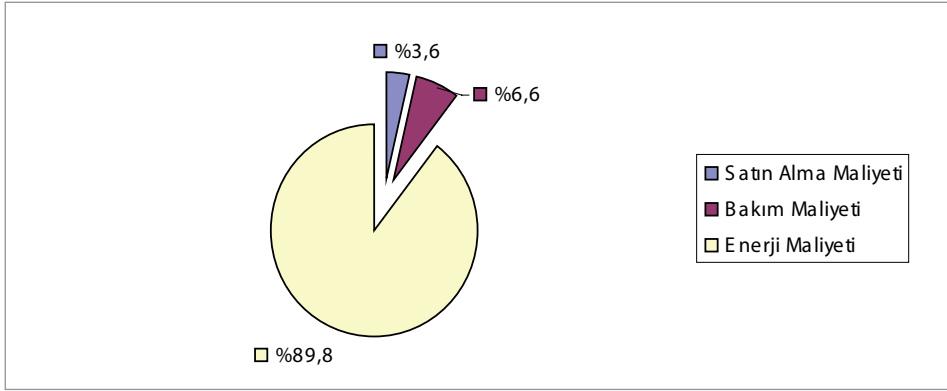
Şekil 6.11'de görüldüğü gibi özellikle değişken yükte çalışma durumunda mutlaka yüksek verimli motorlar kullanılmalıdır. İşletmenizde gözlemlenen bir diğer konu ise, çok sayıda küçük kapasiteli motorların bozulması ve motor sargılarının yeniden sardırılması işlemidir. Motorların tamamının değişimi, işletme için yüksek maliyetli olacaktır. Bu nedenle öncelikle motorlarla ilgili bir bakım planı çıkarılmalıdır. Bu aşamadan sonra arızalanan motor eğer yeniden sardırma ihtiyacı ortaya çıkartıyor ise; motorun verimini, yeni sargının orijinali gibi olmayacağı ve kullanılacak malzemenin yanlış seçilme riskinden dolayı olumsuz yönde etkileyeceğini göz önünde bulundurmak gerekir. Bu tür durumlarda yeniden sardırma yerine verimli motor ile değiştirmek işletmeye enerji tasarrufu ve süreklilik kazandıracaktır.

6.4.5 Pompaların Analizi

Endüstriyel işletmelerde çeşitli proseslere hammadde ya da enerji nakli için gerekli akışkanların transferi için kullanılan pompalar, genellikle sistem tasarımı ile sistem çalışma şartlarının farklılık göstermesi nedeni ile verimsiz çalışmaktadırlar. Pompalar, genellikle işletmenin gelecekte yaşayabileceği büyümeler düşünülerek ya da yüksek emniyet faktörleri hesaba katılarak büyük seçilir. Endüstriyel işletmenin analizi sırasında pompa sisteminin aşırı boyutlandırıldığını anlamak için temel göstergeler vardır. Bu göstergeler aşağıda verilmektedir:

- Pompaların önündeki kontrol vanalarının kısılması
- Pompa şalt (dur-kalk) sayısının fazla olması
- By-pass hatlarının kullanımı
- Bakım-onarım ihtiyacının fazla olması
- Yüksek gürültü

Dünyada bu konu ile ilgili yapılan çalışmalarda, işletmelerin elektrik tüketiminin ortalama %20'sinin gerçekleştiği pompalarda çalışma sistemi tasarımı, kontrol sistemi ya da kullanılan pompaların değişimi ile %30'lara varan enerji tasarrufu sağlamak mümkündür. Şekil 6.12'de 65 kW'lık pompanın ömür boyu maliyet analizi verilmektedir.



Şekil 6.12 65 kW'lık pompanın ömür boyu maliyet analizi

Pompalarda enerji tasarrufu sağlayabilmenin üç önemli yöntemi vardır. Bu yöntemler şu şekilde sıralanabilir;

1. Devir hızı ayarı ile enerji tasarrufu
2. Yüksek verimli motor kullanılması ile enerji tasarrufu
3. Etkin güç gereksiniminin azaltılması ile enerji tasarrufu

Hesaplara ve analizlere geçilmeden önce unutulmaması gereken ana kurallar vardır. Bu kurallar aşağıdaki şekilde listelenebilir;

1. Akışkan debisi motor hızı ile *doğru* orantılıdır
2. Dinamik basınç (basma yüksekliği) motor hızının *karesi* ile orantılıdır
3. Güç, motor hızının *kübü* ile orantılıdır

Pompalar analiz edilirken ilk bakılması gereken nokta çalışma sistemidir. Debi kontrolünün yapılabilmesi için kullanılan metotlar aşağıda çıkartılmıştır.

- On/Off kontrol
- Vana kontrolü
- By-Pass kontrolü
- Devir hızı ayarı (frekans kontrolü)

Bu noktada karar vermeden önce bakılması gereken nokta ise debinin değişimidir. Sabit debili bir sistem mi yoksa değişken debiye mi ihtiyaç duyuluyor sorularına cevap vererek sistem kontrol mekanizması seçilir. Örnek olarak değişken debili bir sistem ele alalım. Bu sistemde devir hızı ayarı uygulaması yapılır ve motor hızı %10 azaltılır ise; basma yüksekliği (dinamik basınç) %81'e ve çekilen güç %72,9'a düşer. Bu sayede ciddi enerji tasarrufu sağlanmış olur. Ancak, eğer debi değişken değilse bu tür bir uygulama yapmanın işletmeye herhangi bir tasarruf sağlaması mümkün değildir. Dolayısı ile yukarıda listelenen kontrol sistemlerinden en iyisi diye bir durum yoktur, en iyi çözümün sistemden sisteme göre değişim gösterdiği unutulmamalıdır.

6.4.6 Ekonomik Analiz Yöntemleri

Enerji verimliliğini artırıcı yöntemler tespit edildikten sonraki adım, bu projelerin şirketlere maliyetlerini ve sağlayacağı maddi tasarrufları hesaplamaktır. Ancak bu şekilde bu projelerin işletmeler için gerçek katkısı ortaya çıkmış olur. Projelerin ekonomik analizlerinin yapılabilmesi için bilinmesi gereken parametreler, yatırım tutarı, yatırım ömrü, yatırımın hurda değeri, iskonto oranı ve paranın zaman değeridir. Bu parametreler kullanılarak aşağıdaki ekonomik analiz yöntemleri ile projenin kârlılık ve zararlık durumu tespit edilir:

- Geri ödeme süresi yöntemi
- Bugünkü değer yöntemi
- Gelecekteki değer yöntemi
- Net bugünkü değer yöntemi
- Net gelecekteki değer yöntemi
- İç kârlılık oranı yöntemi
- Fayda/masraf oranı yöntemi

- Net fayda/masraf oranı yöntemi
- Yıllık eşdeğer hasıla yöntemi
- Yıllık eşdeğer masraf yöntemi

Bu yöntemler arasında şirketler tarafından en çok tercih edilenler ve kullanılanlar; Geri Ödeme Süresi Yöntemi, Net Bugünkü Değer Yöntemi ve İç Kârlılık Oranı Yöntemi'dir.

6.4.6.1 Geri Ödeme Süresi Yöntemi

Geri ödeme süresi, en basit tanımıyla yatırımın kendini ne kadar hızlı geri ödeyebileceğini gösterir. Bu yöntemde, bir yatırımın sağlayacağı net nakit girişlerinin, yatırım tutarını karşılayabilmesi için gerekli süre veya yıl sayısı hesaplanır.

$$\text{Geri Ödeme Süresi} = \frac{\text{Toplam Masraf}}{\text{Yıllık Net Nakit Girişi}}$$

Yatırım projelerinin geri ödeme süresi kısaltıkça, yatırımın daha az riskli olacağı ve likiditesinin artacağı düşünülür. Yöneticiler, bu yöntemle, ayrıntıya girmeden, yatırımların rasyonel olup olmadıklarını anlayabilirler. Geri ödeme dönemi, bir zaman kavramıdır, kârlılık ölçüsü değildir. Yatırım kendini geri ödedikten sonraki nakit akımları dikkate alınmaz. Bu nedenle, geri ödemediği sonradan meydana gelen nakit girişleri ve hurda değer, hesaplamalarda ihmal edilir. Ayrıca, geri ödeme dönemi yönteminde paranın zaman değeri de dikkate alınmaz.

6.4.6.2 Net Bugünkü Değer (NBD) Yöntemi

Bu yöntemde, projenin nakit girişlerinin şimdiki değeri ile nakit çıkışlarının arasındaki fark belirlenir. Yöntemin uygulanabilmesi için net nakit girişlerinin iskonto edilmiş tutarları, projenin maliyeti ve iskonto oranının bilinmesi gerekir. NBD değeri sıfırdan büyükse proje faydalı olarak değerlendirilir.

NBD yönteminde önce projenin yatırım tutarı belirlenir. Yatırım projesinin net nakit girişleri, hurda değeri ve ekonomik ömrü tespit edilir. Daha sonra nakit akışlarını bugüne indirgemede kullanılacak iskonto oranı belirlenir ve belirlenen iskonto oranı kullanılarak, net nakit girişlerinin bugünkü değerleri bulunur. Eğer, yatırım süresi bir yıldan uzun ise, yıllık yatırım harcamalarının da bugünkü değerleri bulunur. Net nakit girişlerinin bugünkü değerleri toplamından, yatırım harcamalarının bugünkü değerleri toplamı çıkarılarak, yatırım projesinin net bugünkü değeri bulunur. Yatırımın net bugünkü değeri, sıfırdan büyük ise, proje kabul edilir. Net bugünkü değeri

sıfırdan küçük ise, proje kabul edilmez.

$$\sum_{t=1}^n \frac{\text{Net Nakit Girişleri}_t}{(1+k)^t} - Y_0$$

Y_0 : İlk yatırım bedeli

k : iskonto oranı

t : yıl

Birden fazla yatırım projesi arasından, en yüksek net bugünkü değere sahip olan proje seçilir.

6.4.6.3 İç Kârlılık Oranı Yöntemi

İç kârlılık oranı, projenin nakit giriş ve çıkışlarını birbirine eşitleyen iskonto oranıdır. Bu yöntem, NBD yöntemine çok benzeyen bir yöntemdir. Net bugünkü değer yönteminden sadece iskonto oranı açısından farklılık gösterir. Net bugünkü değer yönteminde belli bir iskonto oranı kullanılarak nakit giriş ve çıkışları bugünkü değere indirgenmeye çalışılır. İç kârlılık oranı yönteminde ise, nakit giriş ve çıkışlarının bugünkü değerlerini birbirine eşitleyen oran aranmaktadır.

Nakit Çıkışlarının İskonto Edilmiş Değerleri Toplamı = Nakit Girişlerinin İskonto Edilmiş Değerleri Toplamı

$$\sum_{t=0}^n \frac{\text{Net Giriş}_t}{(1+r)^t} = \sum_{t=0}^n \frac{\text{Net Çıkış}_t}{(1+r)^t}$$

t : yıl

r : İç kârlılık oranı

6.4.6.4 Örnek Hesap

Aşağıda aydınlatma verileri ve değerleri verilen X fabrikası, aydınlatma sistemindeki verimliliği artırmak için bir proje gerçekleştirmek istemektedir.

Tablo 6.4 Genel Aydınlatma Değerleri

	Armatürdeki Fluoresan sayısı	Armatür sayısı	Fluoresan Tipi
Montaj Alanı			
Tavan 6 m	2	119	Phillips TL-D 58W
Tavan 9 m	2	280	Phillips TL-D 51W Phillips TL-D 58W
Prosesler			
Tavan 6 m	2	48	Phillips TL-D 58W
Tavan 9 m	2	38	Phillips TL-D 51W Phillips TL-D 58W
İdari Bina			
Ofisler	4	120	Phillips TL-D 18W
Koridorlar	4	10	Phillips TL-D 18W

Tablo 6.5 Bireysel Aydınlatma Değerleri

	Armatürdeki Fluoresan sayısı	Armatür sayısı	Fluoresan Tipi	Lüks Değeri
Montaj	2	160	Phillips TL 36W	370 – 782
Proses 1	2	2	Phillips TL 36W	560
	2	5	Phillips TL 36W	790
	2	4	Phillips TL 36W	1130
Proses 2	2	1	Phillips TL 36W	165
	2	2	Phillips TL 36W	243
	2	2	Phillips TL 36W	330
	2	4	Phillips TL 36W	550
	2	5	Phillips TL 36W	1050
Proses 3				
A Makinesi	2	1	Phillips TL 36W	605
B Makinesi	2	1	Phillips TL 36W	349
C Makinesi	2	5	Phillips TL 36W	285 – 809
Proses 4	2	4	Phillips TL 36W	212
	2	6	Phillips TL 36W	300
Proses 5	2	4	Phillips TL 36W	1030

Bu fabrikanın aydınlatma sistemini daha verimli bir hale getirebilmek için var olan armatürler, bir aydınlatma firmasının XX model 2x35W armatürleri ile değiştirilecektir. Bu projenin kurulum maliyeti 51.080 € ve yıllık işletme maliyeti de 29.458 €'dur. Fabrikanın mevcut yıllık işletme maliyeti ise 53.730 €'dur. Dolayısıyla, bu proje sonucunda sağlanacak yıllık tasarruf miktarı ise 24.272 € olarak hesaplanmıştır. Projenin ömrü 5 yıl olarak öngörülmüştür.

Bu projenin ekonomik analizi aşağıdaki gibidir:

Geri Ödeme Süresi:

$$\text{Geri Ödeme Süresi} = \frac{\text{Toplam Masraf}}{\text{Yıllık Net Nakit Girişi}}$$

$$\text{Geri Ödeme Süresi} = \frac{51.080 \text{ €/yıl}}{24.272 \text{ €/yıl}}$$

Geri Ödeme Süresi = 2.1 yıl

Net Bugünkü Değer Yöntemi:

Tablo 6.6 Yıllık Net Nakit Akışı

Yıllar	0	1	2	3	4	5
Net Nakit Girişi	-51.080	24.272	24.272	24.272	24.272	24.272

İskonto oranı %10 kabul edilmiştir.

$$NBD = \sum_{t=1}^n \frac{\text{Net Nakit Girişleri}_t}{(1+k)^t} - Y_0$$

$$NBD = \sum_{t=1}^5 \frac{(24.272 \text{ €/yıl})_t}{(1+0.10)^t} - 51.080 \text{ €/yıl}$$

NBD = 41.930 €

Projenin net bugünkü değeri 41.930 €'dur. Bu değer pozitif olduğu için proje kabul edilir.

İç Kârlılık Oranı Yöntemi:

Tablo 6.7 Yıllık Net Nakit Akışı

Yıllar	0	1	2	3	4	5
Net Nakit Girişi	-51.080	24.272	24.272	24.272	24.272	24.272

$$\sum_{t=0}^n \frac{Net\ Giriş_t}{(1+r)^t} = \sum_{t=0}^n \frac{Net\ Çıkış_t}{(1+r)^t}$$

$$\sum_{t=1}^5 \frac{24,272 \text{ €/yıl}_t}{(1+r)^t} = \frac{51.080 \text{ €/yıl}}{(1+r)^0}$$

$$r = 0.3919$$

Bu projenin İç Karlılık Oranı %39.19'dur.

Tablo 6.8 Ekonomik Analiz Tablosu

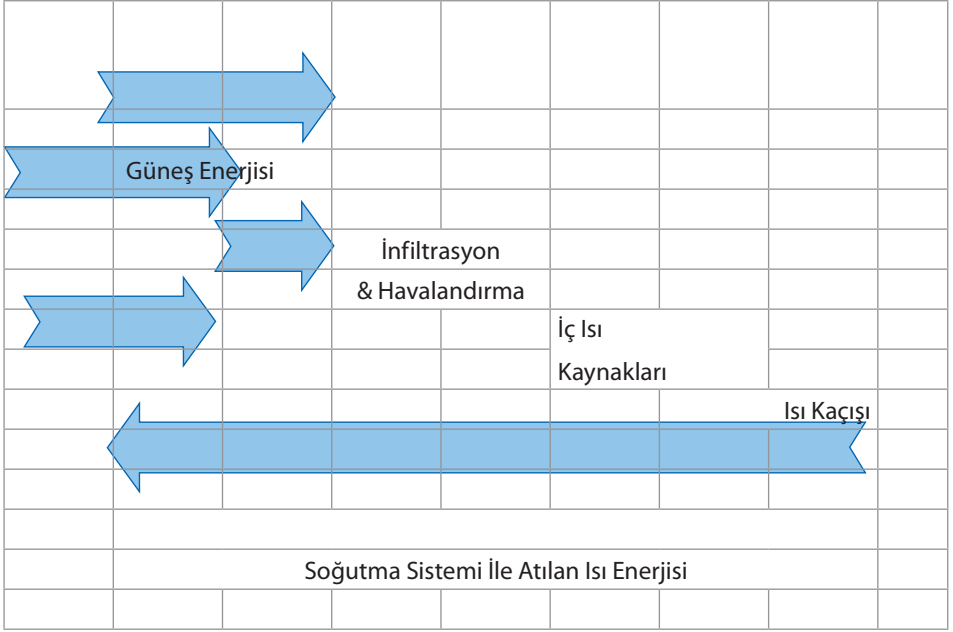
Geri Ödeme Süresi	2.1 yıl
Net Bugünkü Değer	41.930 €
İç Karlılık Oranı	%39.19

6.5 ÖRNEK BİNA ENERJİ ETÜDÜ

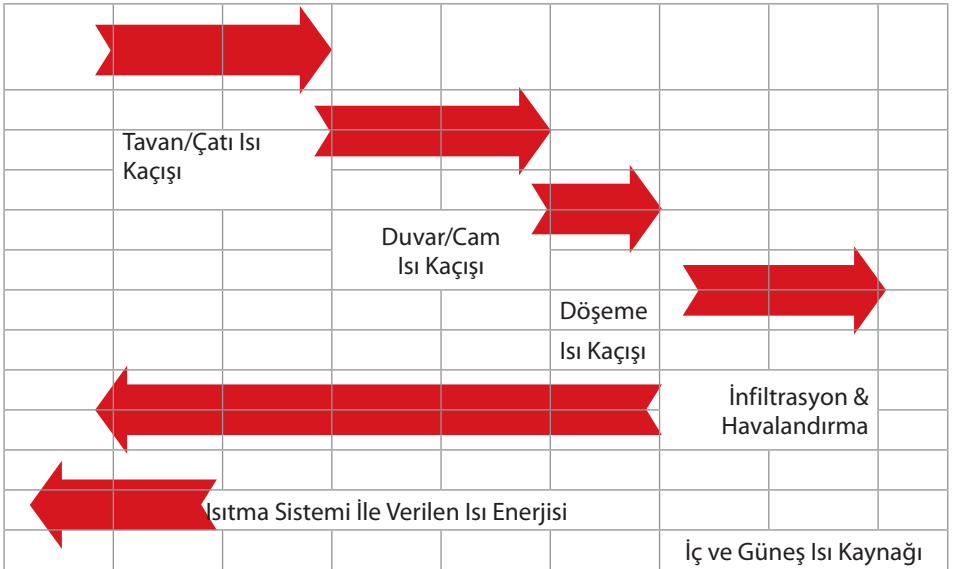
Bu çalışmada amaç, binalarda incelenmesi, ölçülmesi ve analiz edilmesi gereken ana noktalardan örnekler vererek bina enerji denetimini tanıtmaktır. Ele alınan konular gereksiz tekrarlanmaması için örnek, sanayi enerji etüdü konusunda işlenen konu başlıklarından farklıdır. Birçok bina ve sanayi tesisi benzer sistemleri kullanmaktadır. Aralarında nicelik ve çalışma süresi olarak farklar vardır.

6.5.1 Enerji Dengesi ve İklimlendirme Sistemleri Analizleri

Binalarda enerji etüdüne başlamadan önce bina dış zarfı ve enerji ilişkisini anlamak gerekir. İlk olarak anlaşılması gereken konu binadaki konforun sağlanması için enerji akışlarının kaynaklarının bilinmesidir. Binalarda konfor şartlarının sağlanması için iki farklı sistem kullanılır. Şekil 6.13 A'da soğutma sistemi ve Şekil 6.13 B'de ısıtma sistemi gösterilmektedir.



Şekil 6.13 A Soğutma Sistemi



Şekil 6.13 B Isıtma sistemi

Bir binadaki en büyük enerji tüketimi binanın ısıtılması ve soğutulması gibi konfor şartlarının sağlanması için kullanılmaktadır. Bir binanın yazın ısı kazançları, kışın ise ısı kayıpları minimize edilmelidir. Yeni bir binada enerji tasarrufu sağlamanın en önemli adımı enerji verimli tasarım, planlama ve inşaat yapmaktır. Mevcut binalarda ise mühendisler ve teknik elemanlar hava şartlarına bağlı olarak düzenlemeler yaparak enerji tasarrufu sağlamaya çalışırlar. Bu tür düzenlemeleri önermek ve tasarlamak enerji etüdünü gerçekleştirenlerin görevidir. Çünkü, enerji etüdü yapılırken bu tür analizler yapabilmek için ölçümler ve hesaplamalar yapılır.

Bir binada iklimlendirme sistemleri analiz edilirken aynı zamanda ısı yüklerinin de tespit edilmesi gerekir. Isıl yüklerle ilgili olarak aşağıdaki değerler kullanılabilir. Bu değerler yaklaşık değerler olup, herhangi bir bağılayıcılığı yoktur.

- İnsanlardan gelen soğutma yükü ofislerde 130 W/kişi olarak alınabilir.
- Ofislerde her kişi için 40 m³/h taze hava ortama verilmelidir.
- Aydınlatmadan yaklaşık 40 W/m², bilgisayardan 116 W/adet, fotokopi makinasından 290 W/adet soğutma yükü meydana gelmektedir.
- Işınım hesabında camların hangi yöne baktığı ve jaluzili, film kaplamalı veya perdeli olup olmadığı dikkate alınır.
- Binanın duvarlarından, çatıdan ve zeminden izolasyona bağlı olarak meydana gelen soğutma yüküdür. Ayrıca kapı, cam gibi dışarıya açılan noktalardan içeriye sızan sıcak hava miktarı da hesaba katılmalıdır.

Binanın enerji etüdü gerçekleştirilirken ölçülmesi gereken parametreler ise aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Ortam sıcaklığı
- Ortam nemi
- Üflenmiş hava sıcaklığı
- Üflenmiş hava nemi
- Dış ortam sıcaklığı
- Dış ortam nemi
- Chiller kapasitesi
- Chiller yük kullanım oranı
- Kazan kapasitesi
- Kazan kullanım oranı
- Üflenmiş hava debisi
- Egzoz debisi

Yukarıdaki ölçülen parametreler dışında, havanın kaç kere sirküle ettiği (hava de-

ğişim sayısı), havalandırma sisteminin ne oranda taze hava kullandığı ve kontrol sisteminin nasıl olduğu tespit edilmelidir. Bu bilgiler ışığında havalandırma sisteminin kapasitesi, verimi ve ne kadar iyileştirme sağlanabileceği hesaplanabilir ve analiz edilir.

Unutulmaması gereken en önemli konu her bir parametrenin teker teker sorgulanması ihtiyacıdır. Bu noktada önceden hazırlanmış olan sorular etüt sırasında çok büyük kolaylık sağlayacaktır. Örnek sorular aşağıda verilmiştir:

- 1- Saatlik hava değişim sayısı nedir? Azaltılabilir mi?
- 2- Üflenlen hava sıcaklığı nedir? Azaltılabilir mi? (ısıtma için)
- 3- Soğutucu akışkan kontrol sistemi nedir? İyileştirilebilir mi? (soğutma için)
- 4- Taze hava kullanım oranı nedir? Azaltılabilir mi?
- 5- Isı geri kazanım sistemleri var mı?
- 6- Hız sürücü uygulaması var mı?

Yukarıda verilen sorular hem sistemleri tanımaya hem de enerji tasarruf potansiyeli belirlemeye yardımcı olacaktır.

Örnek Uygulama:

İklimlendirme sistemlerinde enerji geri kazanımı sağlamak ve enerji maliyetlerini azaltmak için en önemli sistemlerin başında reküperatörler gelir. Bir reküperatör hava hazırlama sisteminin besleme ve boşaltım hava akımları içine ya da bir endüstriyel işlemin boşaltım gazları içine yerleştirilen özel maksatlı, ters akımlı, enerji geri-kazanımlı bir ısı değıştiricisidir. Reküperatör kullanımında amaç; kış aylarında dışarıya atılan sıcak egzoz ile içeriye alınan soğuk taze havanın ön ısıtılmasının yapılması; yaz aylarında ise dışarıya atılan soğuk egzoz ile içeriye alınan sıcak taze havanın ön soğutmasının yapılmasıdır. Bu sayede ciddi enerji tasarrufu sağlamak mümkündür.

Bir binanın havalandırma sistemlerinde yapılan incelemelerde aşağıdaki ölçümler alınmıştır.

Hava Debisi	: $60.000 \text{ m}^3/\text{h} = 60.000 / 3600 = 16,66 \text{ m}^3/\text{s}$
Egzoz (İç Mahal) Sıcaklığı	: $21,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Taze Hava (Dış Hava) Sıcaklığı	: $11,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Temiz Hava Miktarı	: %30
Üflenlen Sıcaklık	: $22,5 \text{ }^\circ\text{C}$
ρ_{hava}	: $1,293 \text{ kg}/\text{m}^3$
c_{hava}	: $1 \text{ kJ}/\text{kg}^\circ\text{C}$

Rekuperatör kullanımı ile egzoz sıcaklığını 21,5 °C'den 14,5 °C'ye düşürerek ve taze havayı 11,5°C'den 18,5°C'ye ön ısıtarak elde edilebilecek enerji tasarrufu şu şekilde hesaplanabilir.

$$Q = V_{\text{temiz hava}} \times \rho_{\text{hava}} \times c_{\text{hava}} (\Delta T)$$

$$Q = \frac{60.000 \times 0,30}{3600} \times 1,293 \times 1(18,5 - 11,5) = 45,25 \text{ kW}$$

Bu enerjinin doğalgaz karşılığı 5,25 cm³/h olup, yıllık 2000 saat çalışan bir sistemde sağlanacak parasal tasarruf 5.250 ₺/yıl olacaktır.

* Doğalgaz fiyatlandırılırken birim fiyat cm³ üzerinden verilir. 1 cm³ gaz, 1 atm basınç ve 15°C koşullarındaki gaz hacmidir.

6.5.2 Aydınlatma Analizi

Sanayi işletmelerinin elektrik tüketiminde aydınlatmanın payı genelde düşüktür. Buna karşın aydınlatmanın önemli olabileceği bazı sanayi dalları da bulunmaktadır. Ancak binalarda, özellikle otel, iş merkezi ve AVM gibi, ise aydınlatmanın payı yüksektir. Aydınlatma yükünün çok az olduğu yerlerde bile, enerjide önemli bir tasarruf sağlanabilir. Etkin bir enerji yönetim programı yapılırken aydınlatma göz ardı edilmemelidir. Piyasada çeşitli enerji verimliliği değerlerine sahip değişik türde aydınlatma kaynakları bulunmaktadır. Tablo 6.9 ve Tablo 6.10'da bazı aydınlatma kaynaklarının temel özellikleri verilmektedir.

Tablo 6.9 Genel Aydınlatma Kaynaklarının Özellikleri

Tip	Güç (Watt)	Verim (Lümen/Watt)	Ömür (saat)
Akkor flamanlı			
Normal	15 - 1000	10 - 20	1000
Halojen	20 - 2000	20 -25	2000 - 3000
Fluoresan			
Tüp	6 - 25	50 - 95	4000 - 7000
Kontakt	9 - 25	45 - 80	8000 - 10000
Yüksek basınçlı			
Civa	50 -1000	40 - 60	7000
Sodyum	50 -1000	70 -120	6000
Metal Halide	400 -2000	80 -90	2000 - 6000
Alçak Basınçlı			
Sodyum	8 -180	100 - 180	6000
LED	30 - 60 mW	20 - 145	35000 - 50000

Tablo 6.10 Genel Aydınlatma Kaynaklarının Verimleri

Tip	Işığın rengi	Renk geri verimi	Maliyeti
Akkor Flamanlı			
Normal	Sıcak	İyi	Düşük
Halojen	Sıcak	Çok iyi	Orta
Flüoresan			
Tüp	Çeşitli renkler	Ortadan iyiye	Orta
Kontakt	Sıcak	iyi	Orta
Yüksek Basınçlı			
Civa	Sıcak	Orta	Yüksek
Sodyum	Sıcak	Çok zayıf	Yüksek
Metal Halide	Gün ışığı	zayıf	Çok yüksek
Alçak Basınçlı			
Sodyum	Sarı	Yok	Orta
LED	Her renk	Çok İyi	Çok yüksek

* Verimlilik, lümen/Watt olarak ifade edilmektedir. (Giren birim enerji başına çıkan ışık akısı)

Aydınlatmada göz önüne alınacak ilk özellik verimliliğidir. Aydınlatma tekniğinde verimlilik ile akla etkinlik faktörü gelmektedir. Etkinlik faktörü, bir lambanın ışık akısının o lambanın güç tüketimi ile arasındaki ilişkiyi tanımlayan büyüklüktür. Lümen/Watt olarak ölçülür. Bununla birlikte dikkate alınması gereken bir takım etkenler de vardır. Bu etkenlerden bazıları Tablo 6.11’de verilmiştir.

Tablo 6.11 Aydınlatma Kaynakları Verim ve Ömür Katsayılarının Karşılaştırması

Aydınlatma kaynağı	Verim katsayısı	Tahmini ömür katsayısı
Halojen	2,1 – 2,5	2 - 3
Tüp flüoresan	5 - 9	4 - 7
Kompakt flüoresan	5 - 8	8 - 10
Yüksek basınçlı civa	4 - 6	7 - 8
Yüksek basınçlı sodyum	7 – 12,5	7
Metal halide	8 - 9	2 - 6
Alçak basınçlı sodyum	10 - 18	6
LED	2-15	35 - 50

Aydınlatmada sağlanacak enerji tasarrufuna örnek olarak bir hesaplama yapılır ise; dış ortam aydınlatması 250 Watt’lık 65 adet yüksek basınçlı civa buharlı ampul ile sağlanan bir fabrikada ampuller (verim=52 lümen/Watt), 90 Watt’lık alçak basınçlı

sodyum buharlı ampullerle (verim 150 lümen/Watt) değiştirilirse ne kadar elektrik tasarrufu sağlanır.

$$\begin{aligned}\text{Mevcut aydınlatma} &= \text{Lamba sayısı} \times \text{Etkinlik faktörü} \times \text{Lambanın gücü} \\ &= 65 \times 52 \times 250 = 845\,000 \text{ Lümen}\end{aligned}$$

LS: Aynı aydınlık seviyesi için gerekli lamba sayısı

$$\text{Önerilen aydınlatma} = \text{LS} \times 90 \times 150 = 845\,000 \text{ Lümen}$$

LS = 62.59 yaklaşık olarak LS 63 alınır:

$$\text{Enerji Tasarrufu} = (65 \times 250) - (63 \times 90) = 10\,580 \text{ Watt}$$

Aydınlatma ihtiyacını 3650 saat/yıl olarak kabul edersek;

$$\text{Yıllık enerji tasarrufu} = 10.58 \times 3650 = 38\,617 \text{ kWh/yıl olur.}$$

Bu değer ampullerin değiştirme masrafı ile karşılaştırılmalıdır. Bu değerlendirme yapılırken yüksek basınçlı sodyum buharlı ampullerin ömürlerinin biraz daha kısa olduğu göz önüne alınması gereklidir.

Bu noktadan hareketle aydınlatma sistemlerinde yapılabilecek işlemler aşağıda listelenmiştir.

- Aydınlatma sistemleri gözden geçirilmeli ve daha verimli aydınlatmaya geçebilmek için fırsatlar değerlendirilmelidir.
- Aydınlatma armatürlerinde herhangi bir değişiklik yapılması düşünülüyorsa 1000 saat/yıldan fazla kullanılmış akkor flamanlı ampuller kompakt floresan ampullerle değiştirilmelidir. Armatürde de değişiklik yapılacak ise akkor flamanlı ampuller, floresan tüp lambalarla değiştirilmelidir.
- Ampullerde değişiklik yapılabilen ise, yüksek basınçlı civa buharlı ampullerin yüksek basınçlı sodyum buharlı ampuller ile değiştirilmesi kayda değer olabilir.
- Çalışılmayan sahalarda aydınlatma için alçak basınçlı sodyum buharlı ampullerin kullanılması her zaman uygundur.
- Aydınlatma armatürlerinizin değiştirilmesi isteniyorsa, modern verimli aydınlatma kaynakları ile değiştirilmesinin maliyeti kontrol edilmelidir. Bu maliyet karşılaştırılmasında uzun ömürlü kaynakların bakım masraflarının daha az olacağını göz önüne alınmalıdır.

- Basit ve düşük masraflı önlemler şunları içerir:
 1. Aydınlatma armatürleri temiz tutulmalıdır.
 2. Yapay aydınlatma gereğini azaltmak ve gün ışığından daha fazla yararlanabilmek üzere pencere camları düzenli olarak temizlenmelidir.
 3. Ortam aydınlatması gün ışığına göre çalışan fotosellerle kontrol edilmelidir.
 4. Çalışılmayan zamanlarda sadece güvenlik amaçlı asgari seviyede aydınlık sağlanmalıdır.

6.5.3 BEP-HY ve BEP-TR

BEP Hesaplama Yöntemi, BEP Yönetmeliği kapsamına giren binaların yıllık m² başına düşen enerji tüketim miktarını ve buna bağlı olarak CO₂ salımının nasıl hesaplanacağını yol haritasıdır. Bu hesaplama yöntemi ilgili AB standartları ile gerekli görülen durumlarda ASHRAE ve Türk standartlarından yararlanılarak oluşturulmuştur. BEP-HY sonuçlarına göre binanın enerji performansı ve emisyon sınıfı belirlenecektir. Hesaplama yöntemi, konutlar, ofisler, eğitim binaları, sağlık binaları, oteller ile alışveriş ve ticaret merkezleri gibi farklı bina tiplerinde, mevcut ve yeni binaların enerji performansını değerlendirmek için kullanılır. Mevcut binalar için binalarda enerji verimliliği uygulandığı ve uygulanmadığı durumlardaki farkı görebilmek ve standart performans seviyelerini belirlemek için hesaplamalar yapılır. Yeni yapılacak binalar için de çeşitli tasarım alternatiflerinin enerji performansları karşılaştırılır. BEP-HY aynı zamanda farklı bina türlerini temsil edecek nitelikteki tipik binaların enerji kullanımlarının hesaplanarak bölgesel, ulusal ve uluslararası ölçekte gelecekteki enerji ihtiyacı konusunda öngörülerde bulunulabilir ve ulusal veri tabanı geliştirilir.

BEP-HY sırasında yapılan hesaplamalar:

- Binaların ısıtılması ve soğutulması için binanın ihtiyacı olan net enerji miktarı
- Net enerjiyi karşılayacak kurulu sistemlerden olan kayıpları ve sistem verimlerini de göz önüne alarak binanın toplam ısıtma-soğutma enerji tüketimi
- Havalandırma enerjisi tüketimi
- Binalarda gün ışığından yararlanılmayan süre ve gün ışığının etkili olmadığı alanlar için aydınlatma enerji ihtiyacı ve tüketimi,
- Sıhhi sıcak su için gerekli enerji tüketimi

Hesaplama yöntemi, “basit saatlik dinamik yöntem”dir. Basit saatlik dinamik yöntem, binanın ısıtma-soğutma için gereken net enerji ihtiyacını ve bu ihtiyacın karşılanacağı sistemlerin tüketimini saatlik olarak hesaplar. Hesaplama sonucunda, binanın yıllık ısıtma, soğutma, sıcak su, aydınlatma, havalandırma tüketimleri birincil enerji olarak belirlenir. Bu tüketim değerlerine bağlı olarak CO₂ salımı hesaplanır.

Binanın hesaplanan enerji tüketim miktarı ve CO₂ salımı, daha önceden belirlenen referans binanın değerleriyle karşılaştırılır.

Sınıflandırma nasıl yapılır?

- Bina için yapılan hesaplamanın aynısı, hayali referans bina için de yapılır
- Hesaplamaların sonuçları karşılaştırılarak, gerçek binanın enerji performansı referans binanıninkine oranlanır.
- Elde edilen orana göre, binanın enerji sınıfı belirlenir. İşlem sonucunda bina için enerji kimlik belgesi düzenlenmiş olur.

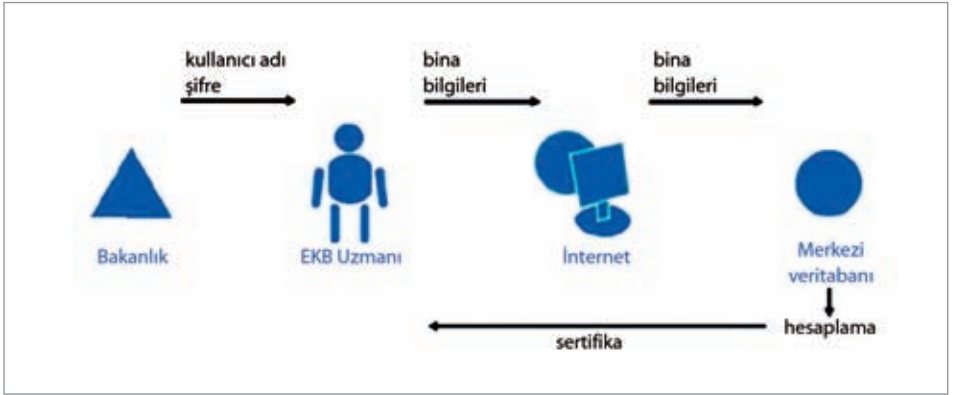
BEP-TR Yöntemi

BEP-TR, ulusal hesaplama yönteminin internet tabanlı yazılımıdır. BEP Yönetmeliği kapsamına giren binaların yıllık m² başına düşen enerji tüketim miktarını ve buna bağlı olarak CO₂ salımını hesaplar. BEP-TR'ye girilen bilgiler Bakanlık kontrolünde olan merkezi veritabanında depolanır. Böylece Türkiye'de binalar ile ilgili ayrıntılı bir takip sistemi ve veritabanı oluşturulmaktadır.

BEP-TR yalnızca kayıtlı kullanıcılar tarafından kullanılabilir. Sistemin kayıtlı kullanıcıları, Bakanlık, yerel yönetimler, akredite olmuş Serbest Mühendis Müşavirler veya Enerji Verimliliği Danışmanlığı firmaları ve Enerji Kimlik Belgesi (EKB) uzmanlarıdır. Bakanlık, sistemdeki bütün kullanıcıları ve işlemleri tanımlar, kontrol eder, denetler, istediği zaman istediği yere müdahale edebilir. Yerel yönetimler, yeni projelere ait EKB'leri kontrol eder ve onaylarlar. Firmalar, kendi çalışanlarını ve firmaları bünyesinde yürütülen projeleri takip ve kontrol ederler. EKB uzmanları, binalara enerji kimlik belgesi düzenlemek için yazılımın hesaplama bölümünü kullanırlar.

BEP-TR Nasıl Kullanılır:

Bakanlık, eğitimi tamamlamış ve sınavdan başarılı şekilde geçerek akredite olmuş EKB uzmanlarına, kişiye özgü kullanıcı adı ve şifre verir. Uzmanlar, şifreleriyle giriş yaptıkları yazılımın internet sitesinde, binaya ait bilgilerin girişini yapar. Girilen bilgiler tamamlandığında, dosya merkezi veritabanına gönderilir. Hesaplama, merkezi sistemde yapılır. Hesaplama sonucu üretilen sertifika, e-mail ile EKB Uzmanına gönderilir. Şekil 6.14'te akış şeması gösterilmektedir.



Şekil 6.14 Akış şeması

Kaynaklar:

- [1] BEGGS, C., “Energy: Management, Supply and Conservation”, Elsevier Butterworth - Heinemann, 2005
- [2] H.Ehringer, “Energy Conservation in Industry - Combustion, Heat Recovery and Rankine Cycle Machines”, Proceedings of the Contractors’ Meetings, Brussels 10 - 18 Haziran, 29 Ekim 1982
- [3] Rajan, G.C., “Optimising Energy Efficiencies in Industry”, McGraw-Hill, 2003
- [4] Dağsöz, A.K., “Sanayide Enerji Tasarrufu”, Alp Teknik Kitaplar, 1991
- [5] 21. Yüzyılda Bütün Yönleriyle Enerji Bildirileri, Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomi Komisyonu “Energy Efficiency 2000” Projesi Çerçevesinde Uluslararası Sempozyum, Teknik Yayıncılık, 1994
- [6] Thumann, A., “Plant Engineers & Managers Guide To Energy Conservation”, The Fairmont Press, 2002
- [7] Buhar Tesisatları ve Buhar Cihazları El Kitabı, İntervalf, 2007
- [8] Enerji Ekonomisi, Isısan Çalışmaları No.351, 2005
- [9] Studebaker, J.M., “ESCO Energy Services Company Handbook”, Pennwell, 2001
- [10] Enerji Yönetimi İçin Personel Motivasyonu, Ereğli Demir ve Çelik Fabrikaları T.A.Ş. Enerji Yöneticiliği
- [11] Türedi, S., Berber, M., “Enerji Tüketimi ve Ekonomik Büyüme İlişkisi Uzun Dönem Analizi: Türkiye Örneği (1976-2005), İkinci Uluslararası İşletme ve Ekonomi Çalıştayı Bildiri, Özetler ve Pratik Bilgiler Kitabı, Giresun Üniversitesi, 2007
- [12] Soğancı, M., TMMOB Yönetim Kurulu Başkanı ile Enerji Tasarrufu Söyleşi, Enerji Dergisi, Kasım 2005
- [13] Kavak, K., “Dünyada ve Türkiye’de Enerji Verimliliği ve Türk Sanayinde Enerji

- ji Verimliliğinin İncelenmesi”, DPT İktisadi Sektörler ve Koordinasyon Genel Müdürlüğü, Uzmanlık Tezi, DPT, Yayın No: 2689, Ankara, 2005.
- [14] Narin, M., Akdemir, S., “Enerji Verimliliği ve Türkiye”, http://paribus.tr.googlepages.com/narin_akdemir.doc
- [15] Thumann, A., Younger, W.J., “Handbook of Energy Audits”, The Fairmont Press, 2008
- [16] Kreith, F., Goswami, D.Y., “Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy”, CRC Press, 2007
- [17] Arkun, M.E., “Enerji Verimliliğine Çağdaş Yaklaşım ve Türkiye”, 22.Enerji Tasarrufu Haftası Etkinlikleri, EİE, 23-24 Ocak 2003
- [18] Kaya, D., Güngör, C., “Sanayide Enerji Tasarrufu Potansiyeli - II”, Mühendis ve Makine Dergisi, Sayı.515, Aralık 2002
- [19] Uslu, H., “Vana Yalıtımı”, İzocam Teknik Yayınlar
- [20] Bilgiç, M., “Endüstri Kazan Dairelerinde Enerjinin Etkin Kullanılması İçin; Yakıttan Baca Gazına Kadar Dikkate Alınması Gereken Hususlar”, TTMD Dergisi, Temel Bilgiler, Tasarım ve Uygulama Eki, Sayı.8, Mayıs – Haziran 2004
- [21] Krarti, M. “Energy Audit of Building Systems, CRC Press, 2000
- [22] Krigger, J. & Dorsi, C. “Residential Energy”, Saturn Resource Management, 2009
- [23] Elektrik İşleri Etüt İdaresi “Enerji Yöneticisi Kursu Ders Kitapları - 4 Cilt”

BÖLÜM 7

KURUMLAR, YASAL DÜZENLEMELER VE SERTİFİKALAR

7.1 AMAÇ

Enerji verimliliği; enerjide arz güvenliğinin sağlanması, dışa bağımlılıktan kaynaklanan risklerin azaltılması, enerji maliyetlerinin sürdürülebilir kılınması, iklim değişikliği ile mücadelenin etkinliğinin artırılması ve çevrenin korunması gibi ulusal stratejik hedefleri tamamlayan kavramlardır. Sürdürülebilir kalkınmanın öneminin gittikçe daha çok anlaşıldığı günümüzde, enerji verimliliğine yönelik çabaların değeri de aynı oranda artmaktadır. Bu çerçevede; enerji üretimi ve iletiminden nihai tüketime kadarki bütün aşamalarda enerji verimliliğinin geliştirilmesi, bilinçsiz kullanımın ve israfın önlenmesi, enerji yoğunluğunun gerek sektörler bazında gerekse makro düzeyde azaltılması ulusal enerji politikamızın öncelikli ve önemli bileşenlerindendir.

7.2 ULUSLARARASI KURUMLAR, YASAL DÜZENLEMELER VE SERTİFİKALAR

7.2.1 Uluslararası Kurumlar

- **OECD - Sürdürülebilir Kalkınma:** Bugünün ihtiyaçlarını, gelecek nesillerin ihtiyaçlarının karşılama kapasitesini azaltmadan nasıl karşılayabiliriz? Kalıcı çözümlere ulaşmak için sürdürülebilir kalkınmayla refah artırılabilir ve günlük yaşamda ve küresel işbirliği çözümlerinde geniş bir perspektif sağlanabilir.
- **İklim Değişimi, Enerji ve Taşıma:** Enerji ve ulaşım kullanımında son zamanlardaki olağanüstü büyüme, daha fazla kirliliğin olması, kaynakların tükenmesi ve sera gazı emisyonlarının artması iklim değişikliğine sebep olmaktadır.
- **Uluslararası Enerji Ajansı (IEA-International Energy Agency):** IEA'nın amacı, yeni enerji teknolojileri, alternatif enerji kaynakları, enerji tasarrufu ile enerji güvenliğini artırmak, araştırma geliştirme konularında katılımcı ülkeler arasında işbirliğini geliştirmek.
- **Enerji İstatistikleri ve Dengeleri - Uluslararası Enerji Ajansı (IEA):** Kurumunun Enerji İstatistik Bölümü (Energy Statistics and Energy Balances - The Energy Statistics Division-ESD) enerji üretimi, ticareti, depolanması, nakliyesi, kullanımı, ücreti, vergisi ve sera gazı emisyonu, üzerine bilgi ve veri toplar, düzenler ve yayınlar. IEA istatistiklerinin coğrafi kapsamı 30 OECD üyesi ve 100'den fazla OECD üyesi olmayan ülkeleri kapsamaktadır.

- **Enerji Teknolojilerini Destekleyen Analiz ve Yayılım Merkezi (CADET-Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies):** Birçok ülkede temsilcilikleri bulunan, CADET, yöneticilere, mühendislere, mimarlara ve araştırmacılara yenilenebilir enerji ve enerji tutumlu teknolojiler hakkında bilgi sağlayan uluslararası bilgi ağıdır.
- **Dünya Enerji Konseyi (WEC-World Energy Council):** Uluslararası Elektrik Endüstrisi Ortaklığı adı ile 1923'te kurulmuştur. WEC, petrol, kömür, gaz, uranyum, hidro ve güneş ve rüzgâr gibi yenilenebilir enerji kaynaklarını ayrıca enerji verimliliği ve tasarrufunu geliştirmekten sorumludur. Herkesin yararına bütün enerji formlarının kullanımını sürdürülebilir şekilde sağlamaya teşvik etmek için kurulmuştur.
- **Dünya Konseyi (Earth Council):** Dünya Zirvesinin doğrudan sonucu olarak 1992'de kurulmuş uluslararası bir sivil toplum örgütüdür. Dünya Konseyinin misyonu insanları daha güvenli, adil ve sürdürülebilir gelecek için destekler ve güçlendirir.
- **EPEE Enerji ve Çevre için Avrupa Ortaklığı (EPEE-European Partnership for Energy and Environment):** EPEE'nin misyonu, HVACR sektörünün Avrupa'da daha iyi anlaşılmasını teşvik etmektedir. Bu sektör, uzun vadede sürdürülebilirlik gündemine ulaşmak amacıyla Avrupa politikalarının etkin gelişimine katkıda bulunmaktadır. EPEE'nin gelecek yıllar için ana öncelikleri; verimi yüksek olan ürünlerin (örneğin, çevreci tasarım, enerji etiketi, çevre etiketi, binalardaki enerji performansı yönergesi, yeşil üretim ilkeleri, yenilenebilir enerji kaynaklarının desteklenmesi) kullanımını teşvik etmek için tasarlanmış AB politikalarını destekleyerek, HVACR sektöründe enerji verimliliğinin teşvik etmektir. Bunun sayesinde CO₂ emisyonlarının azalması, çevresel etkiler, optimum enerji performansı, sorumlu ve güvenli kullanımı dikkate alınarak verimli ve sürdürülebilir akışkan seçimlerini desteklemektedir.
- **Worldwatch Institute:** Worldwatch sürdürülebilir çevresel gelişimi beslemeye tahsis edilmiştir. İnsanlığın yararına, doğal çevreyi ve gelecek nesilleri tehdit etmeyecek şekilde bir araya getirmeye çalışan çevreci bir kuruluştur.
- **Sürdürülebilir Enerji Alanları için Uluslararası Projeler (IPSEP-International Project for Sustainable Energy Paths):** IPSEP, enerji ve gelişim politikalarına odaklanmış özel araştırma organizasyonudur. Aynı zamanda fosil yakıttan düşük karbon emisyonları üreterek maliyetten tasarruf, iş alanlarının artırılması, ekonomik çıktılar ve yoksul ve zengin ülkelerin haklarının benzer şekilde geliştirilmesini öngörmektedir.
- **GLOBE:** Avrupa Birliği, Japonya, Rusya ve Amerika milletvekillerinden oluşan 1989'da kurulmuş uluslararası bir organizasyondur. Amacı küresel çevre konularında milletvekilleri arasında uluslararası işbirliği geliştirmektedir.

7.2.2 Uluslararası Kanunlar, Yönetmelikler, Direktifler

Binalarda Enerji Verimliliği Gereksinimlerinde Uluslararası Gelişmeler

Geçmiş yıllarda uluslararası enerji ihtiyaçları ve standartları tüm dünyada kullanılmaya başlanmıştır. Örnek olarak; ABD ve Kanada'daki konutlar için uluslararası enerji yasaları veya Avrupa Birliği'nin yönergeleri aşağıda ele alınacaktır. Bu şartlar ve standartlar ulusal bina yasalarını ve standartlarını doğurmuş ve alınan önlemlerin düzenlenmesine katkıda bulunmuştur.

AB Bina Enerji Performansı Yönergesi

AB'nin enerji verimliliğiyle ilgili en önemli yönergesi Binaların Enerji Performansı yönergesidir (EPBD 2002/91/EC). EPBD'nin esas amacı, binalardaki enerji performansı için önemli bir gelişme sağlayarak maliyet verimliliğini artırmaktır.

EPBD Şartları

EPBD, AB üye ülkelerinde uygulanması gereken üç şart getirmektedir:

- Enerji performansı ve konforunu artırarak enerji maliyetini düşürmek amacıyla yeni inşa edilmiş ve restorasyona uğramış büyük binalar için minimum enerji performansı şartı getirmiştir.
- Enerji verimliliği sertifikasyon programı; bina enerji ihtiyacı hakkında bilgi aktarımını ve izlenebilecek gelişmeleri sağlar. Etkili ve doğru kararların alınabilmesi ve binalarda enerji kullanımının bütün yönleriyle bağımsız olarak değerlendirilmesi için alıcılara ve kiracılara bu programın anlatılmasını sağlamaktadır.
- Orta ve büyük boyutlardaki ısıtma ve iklimlendirme cihazlarının düzenli aralıklarla testleri yapılarak enerji potansiyelleri görülüp optimize edilebilir. Testler esas olarak, sistemin verimliliği ve boyutlandırmasının sistemin ısıtma ve soğutma şartlarıyla karşılaştırmasını içermelidir. Kazanlarda yer değişikliği yapıldığı zaman, kullanıcılara; sistemde değişiklikler ve alternatif çözümler önerilmelidir.

Diğer Avrupa Yönergeleri ve Düzenlemeleri

EPBD'den bağımsız olarak enerjinin yapılardaki yönleriyle ve ilgili hükümleriyle ilgilenen birçok tamamlayıcı hüküm de bulunmaktadır. Örnek olarak; enerji son kullanım etkinliği ve enerji hizmetleri yönergesinin (Energy Services Directive - ESD) ulusal enerji tasarrufu hedefleri vardır. Elle tutulabilir bir örnek olarak, Fransız hükümeti enerji verimliliği ile ilgili eylem planı ortaya koymuştur. Enerji verimliliği hedeflerine ulaşmada katkıda bulunan bir örnek olan bu planın hükümet destekli HOMES programına değindiğinin de bilinmesi gerekir. Benzer olarak ürünlerde enerji kullanımı yönergesindeki Eco-design da ESD tarafından belirlenen hedeflere ulaşmaya katkıda bulunan ürünlerdeki enerji performansını artırmayı amaçlamak-

tadır. Bazı yönergelere ayrıntılı olarak değinilmese de bunlar, sürdürebilir bir yapı stokunu desteklemede ayrılmaz bir bütündür.

Enerji etiketleri ve sertifikaları

Enerji etiketleri ve sertifikaları, iyi uygulamalar ve enerji verimliliği çözümlerinin kullanımını desteklemekte ve böylece standartlar ve yönetmelikler tarafından ön görülen minimum gereksinimler karşılanmaktadır. Çeşitli enerji verimliliği etiketleri, yapılardaki farklı seviyedeki enerji verimliliği performans değerlerine denk gelmektedir.

Standart Yapılar

“Standart Yapı” minimum enerji verimliliği gereksinimlerini karşılamak amacı ile inşa edilen binadır.

Düşük enerjili yapılar

Tanımları ve yorumları Avrupa ülkelerine göre farklılık gösterse de düşük enerjili yapılar genellikle standart veya özgün yeni yapılara göre daha iyi enerji performans gösterirler. Birçok ülkede düşük enerjili yapıların gelişmesi için devlet tarafından veya özel yatırımcı organizasyonları tarafından düşük faizli krediler gibi teşvikler verilmektedir. Düşük enerjili yapılar için vergi muafiyeti veya CO₂ vergisiyle tanışma gibi başka olasılıklar da mevcuttur. Buna ek olarak zorunlu sertifika planları ile puanlama veya sınıflandırma yaparak, çok yüksek enerjili yapılar kısıtlanarak, düşük enerjili yapıların desteklenmesi beklenmektedir.

22 Haziran 2011’de eksiklikleri gidermek ve AB’yi tekrar yola sokarak, enerji verimliliğini artırmak için önlemler belirlendi. Enerji nakliyesinden son tüketiciye kadar bütün enerji aşamalarında yeni yönergeler için yapılan tasarımlar enerji verimliliğinde üye ülkelerin önlemleri artırmasına neden olacaktır.

Komisyondun basit fakat geniş kapsamlı önlemleri:

- Enerji tasarrufu planının bütün üye ülkelerde yayınlanması konusunda yasal zorunluluk koydurmak,
- Örneklerle kamusal sektörün öncülük etmesini sağlamak,
- Tüketiciler için geniş kapsamlı enerji tasarruf önlemleri aldırmasıdır.

Sıfır Enerji (Zero Energy) Yapılar

Sıfır, pozitif, artı enerjili yapılar veya nötr enerji ile sıfır karbon emisyonlu yapılar genel bir kural ve açıklama olmamasına rağmen, yılda kullandığı enerjiden daha fazlasını üretmek zorundadır. Bunun anlamı; maksimum enerji verimliliği elde et-

mek için her yapı enerji ihtiyacını kendi enerji sisteminden üretilip kullanması veya satmasıdır. 2019 itibarıyla Avrupa'daki bütün yeni yapıların net sıfır enerji yapıları olması gerekmektedir. Birçok ülke bu tür yapılar için hedeflerini yayınlamıştır. Bu hedeflere ulaşmada en büyük rolü, enerji yönetimi, gözlemlene ve kontrol sistemleri kullanımı meydana getirmektedir.

Yeşil Binalar

Birçok çevreci kriteri sağlayan yeşil binalar; akıllı, çevreci ve ekolojik binalar olarak da adlandırılır. Bu binalar yüksek enerji verimliliği sağlar, su tüketimini azaltır. Bu yapılarda sağlığa zararlı olmayan çevreci malzemeler kullanılır. Bunlara ek olarak, iç hava kalitesi ve yerel malzeme kullanımı da kriter olarak kabul edilebilir.

Bütün ülkelerde yeşil bina tanımı değişiklik gösterdiği için bazı ülkeler yapıların çevre performanslarını belirlemek, ödüllü etiketler vermek ve değerlendirmek ve sertifikalandırmak için standartlar belirlemiştir. Bu binalar birçok çevreci ve sürdürülebilir kriterlerle belirlenir. Her bir performans seviyesinin kendi puanlaması vardır, dereceyi toplam alınan puan belirler. Farklı değerlendirme sistemleri farklı değerlendirme ve düzenlemelere dayalıdır ve ülkelerin farklı iklim, tedarik zinciri ve ana kaynaklarına bağlı olarak tasarlanmıştır.

7.2.3 Uluslararası sertifikalar (LEED, Energy Star, BREEAM, Eurovent)

The Leadership in Energy and Environmental Design (LEED)

Enerji ve Çevre Dostu Tasarımda Liderlik (LEED), ABD'deki Yeşil Binalar Konseyi (USGBC) tarafından geliştirilen, sürdürülebilir yeşil bina uygulamalarını destekleyen kriterlerden oluşan bir sertifikasyon programıdır. Tasarım, yapım ve işletme performanslarının kabul edilen ölçütlere göre karşılaştırılması prensibine dayanan bu sistem bina sahiplerine ve işletmecilere binanın performansını ölçme imkânı vermektedir. LEED; "Yeşil Bina"nın tanımlanması için ölçülebilir ortak bir standart oluşturmak, bina tasarım işlerini bütün olarak tanımlamak, bina endüstrisinde çevresel öncülüğü tanımak, yeşil rekabeti desteklemek, yeşil binanın yararlarının farkında olan tüketicilerin sayısını artırmak, yapı pazarını "yeşil bina" içeriğine uygun olarak dönüştürmek amacıyla oluşturulmuştur. LEED sürdürülebilirlik konularında altı ana alanda tüm binayı incelemektedir;

1. Sürdürülebilir araziler
2. Su kullanımında etkinlik
3. Enerji ve atmosfer
4. Malzeme ve kaynaklar
5. İç hava kalitesi
6. Yeni metotlar ve tasarım

Binalar performanslarına göre dört ayrı sınıfta belgelendirilirler:

1. Sertifika
2. Gümüş
3. Altın
4. Platin

LEED Çeşitleri

Farklı projeler için farklı LEED sertifika sistemleri geliştirilmiştir.

- **LEED-NC (New Construction and Major Renovations):** Yeni inşaat ve renovasyon alanına yönelik olarak geliştirilen LEED-NC’de yeni geliştirilen ticari ve endüstriyel projelerden en yüksek performansın sağlanması amaçlanmaktadır.
- **LEED-EB (Existing Buildings):** Mevcut binalara yönelik LEED-EB’de bina sahibi ve bina üzerindeki bakım, güçlendirme, geliştirme çalışmalarının nasıl sistematize edileceğine ilişkin kriterleri içerir.
- **LEED-CI (Commercial Interiors):** Binada yaşayanlar için iç mekan tasarım kriterleri sunar (ofis, yönetim merkezi vb).
- **LEED-CS (Core and Shell Projects):** Bina merkezi ve kabuğu denen iskelete yönelik bu türde tasarımcılara, bina yapımcılarına, geliştiricilerine ve yeni bina sahibi olacak kişilere sürdürülebilir bir tasarımın sağlanacağı iskelet inşası kriterleri sunulmaktadır.

Konutlar ve LEED

Yeni geliştirilen diğer iki LEED türü de; konutlara ve bölge gelişimine yönelik LEED’dir.

- **LEED-H (Houses):** Konutlar yüksek performanslı yeşil binaların oluşturulmasına yönelik bir dizi kriter barındırır.
- **LEED-ND (Neighborhood):** Bölge gelişimine yönelik LEED-ND şehircilik, akıllı büyüme (smart growth), yeşil binalara yönelik kriterleri içeriyor olması ile komşu ünitelerin tasarımına dair bir ilk olma özelliğini taşır.

Energy Star

Amerika Çevre Koruma Dairesi (U.S. Environmental Protection Agency - EPA) ve Amerika Enerji Bakanlığı tarafından ortak yürütülen bu program, enerji verimli

ürünler ve uygulamalarla herkese hesaplı şekilde ve çevreyi koruyarak yardımcı olmaktadır.

1992 yılında EPA, sera gazı emisyonlarını azaltmak için enerji verimli ürünleri uygun olarak belirlemek ve desteklemek için ENERGY STAR'ı gönüllü etiket programı olarak tanıtmıştır. İlk etiketlenen ürünler bilgisayarlar ve monitörlerdir. 1995 sonuna kadar EPA, etiketlemeyi ofis malzemeleri ve ısıtma soğutma cihazlarını ekleyerek genişletmiştir. 1996 yılında, Amerika Enerji Bakanlığı ile belirli ürün kategorilerinde beraber hareket etmeye başlamıştır. ENERGY STAR etiketi şu anda beyaz eşya, ofis malzemeleri, aydınlatma, ev elektronik sistemleri ve daha fazla alanlarda kullanılmaktadır. EPA aynı zamanda etiketini yeni evlerde, reklamda ve endüstriyel yapılara uygulanmaktadır.

20.000'den fazla özel ve kamu kuruluşları ile ortakları sayesinde ENERGY STAR, organizasyonların ve tüketicilerin ihtiyacı olan enerji verimliliği ile ilgili çözümler ve en iyi çalışma yöntemleri hakkında teknik bilgileri ve araçları sağlamaktadır. ENERGY STAR A.B.D.'de 2010 yılında 18 milyar dolar enerji ve maliyet tasarrufu sağlamıştır. Son on yıl içinde, ENERGY STAR, verimli floresan lamba, ofis malzemelerinde güç yönetimi ve bekleme modunda düşük enerji kullanımı gibi konularda teknolojik yeniliklerin kullanımını yaygınlaştırmada harekete geçiren güç olmuştur. Enerji fiyatları tüketiciler için önemli bir kaygı haline gelmiştir. ENERGY STAR ayrıca, evlerde ve yapılarda kolay kullanımlı değerlendirme araçları sunmaktadır.

Bina Araştırma Kuruluşu Çevresel Değerlendirme Metodu (Building Research Establishment Environmental Assessment Method - BREEAM)

BREEAM, en iyi uygulamalar için sürdürülebilir yapılardaki tasarım, inşaat, işletim standartlarını belirlemektedir. BREEAM, yapıların çevresel performanslarını ölçerek etkileyici ve yaygın biçimde tanınır hale gelmiştir. BREEAM değerlendirme sistemi tanınan performans kabul ölçümleri kullanılır. Bunlar, yapının şartnamesinin, tasarımının, yapısının ve işletmesinin değerlendirmesi ve ilgili inşaat kriterleridir. Ölçüm kategorileri ve kriterleri enerjiden ekolojiye geniş bir alanı temsil eder. Enerji ve su kullanımı, iç çevre, kirlilik, nakliye, malzeme, atık, ekoloji ve yönetim süreçleri ile ilgili bakış açılarını içerir. BREEAM çok çeşitli çevresel ve sürdürülebilirlik konularını ele alır. Müşterilerin ve planlamacıların çevresel kimliklerinin geliştiriciler, tasarımcılar ve yapı yöneticileri tarafından desteklenmesini mümkün kılar.

BREEAM;

- Araştırmalara ve kanıtlara dayanan şeffaf, esnek, anlaşılması kolay adil puanla-

ma sistemini desteklemektedir.

- Binaların tasarım, yapı ve yönetiminde pozitif etkisi vardır.
- Güçlü teknik standartlar, kalite güvencesi ve sertifikasyonu temsil eder.

Şu anda BREEAM değerlendirmesi aşağıdaki şemalardan biri için seçilebilir:

1. Mahkeme salonları (BREEAM Courts)
2. Konutlar (The Code for Sustainable Homes veya eski adıyla BREEAM Ecohomes)
3. Mevcut konutlar (BREEAM EcohomesXB)
4. Konut tadilatları (BREEAM Domestic Refurbishment)
5. Toplu konutlar (BREEAM Multi-Residential)
6. Sağlık binaları (BREEAM Healthcare)
7. Endüstriyel binalar (BREEAM Industrial)
8. Hapishaneler (BREEAM Prisons)
9. Ofisler (BREEAM Offices)
10. Satış merkezleri (BREEAM Retail)
11. Eğitim binaları (BREEAM Education)
12. Bölgeler (BREEAM Communities)
13. Kullanımda olan binalar (BREEAM In-Use)
14. Uluslararası (BREEAM International)
15. Diğer binalar (BREEAM Other Buildings)

Ayrıca projeler, binanın bulunduğu aşamaya göre de farklı şekillerde değerlendirilir.

Her şema için geçerli olan seçeneklerin başlıcaları şunlardır:

1. Tasarım ve üretim
2. İnşaat sonrası
3. Yönetim ve işletme

BREEAM, sürdürülebilir binayı aşağıdaki kategorilerle ele alır:

1. Yönetim
2. Sağlık
3. Enerji
4. Taşıma
5. Su
6. Malzeme ve Atık
7. Arazi Kullanımı ve Ekoloji
8. Kirlilik

Puanlar binanın her bir kredi için gösterdiği performansa göre verilir. Her bir kategorinin çevresel etkilerine göre bir ağırlık katsayısı vardır. Puanların toplamı ve ağırlık katsayılarının uygulanması ile toplam bir puan elde edilir. Sonra bu puan, bulunduğu aralığa göre Geçer (**Pass**), İyi (**Good**), Çok İyi (**Very Good**), Mükemmel (**Excellent**) veya Olağanüstü (**Outstanding**) sertifikalarından biri ile eşleştirilir.

BREEAM, 2003 yılından başlayarak çeşitli hükümet organizasyonlarında zorunlu hale gelmeye başlamıştır. Office of Government Commerce (Devlet Ticaret Ofisi), Mart 2003'te bütün yeni binalarının “BREEAM Mükemmel” sertifikası almasını zorunlu kılar. Mayıs 2008 tarihinden sonra inşa edilecek bütün yeni konut binaları, *The Code for Sustainable Homes* ile sertifikalandırılmak zorundadır. “Department for Children”, Schools and Families (Çocuk, Okul ve Aile Departmanı) belli bir maliyetin üzerindeki bütün yeni bina ve büyük tadilat projelerinin, BREEAM Okullar şemasından “**Çok İyi**” sertifikası alması kuralını getirir. Department of Health (Sağlık Departmanı), Temmuz 2008 itibarıyla yeni sağlık binalarının **Mükemmel**, bütün tadilat projelerinin de **Çok İyi** sertifikası almasını zorunlu kılar.

DGNB (Deutsche Gesellschaft für Nachhaltiges Bauen e.V)

Almanya Sürdürülebilir Binalar Konseyi ikinci jenerasyon bir sistem yaratma iddiasıyla sistemine sürdürülebilir yeşil bina sertifikası adını vermiştir. Alman DGNB sistemini diğer Yeşil Bina sistemlerinden ayıran en önemli özellik, binaları ömür boyu maliyetlerini de göz önünde bulundurarak sertifikalandırmasıdır.

Binalar için Yaşam Döngüsü Analizi

Sürdürülebilir binaların temeli, yaşam döngüsünü, düşünme ve harekete geçme süreçlerinde gözönünde bulundurmaktır. Binalar inşa edilirken enerji verimliliğinin yüksek olması halinde, kullanım ömrü boyunca harcayacakları enerji de bu oranda düşük olacaktır. Buna bağlı olarak, binaların nasıl inşa edildiği, kullanılan malzemelerin seçimi ve nasıl işlendiği büyük önem kazanmaktadır.

Her bina farklı özelliklere sahiptir ve bu bakımdan çevresel etkilerin, sürdürülebilirlik performansının ortaya konulması ve optimizasyon potansiyellerinin belirlenmesi için ayrı bir analize ihtiyaç duyulmaktadır. Bir binanın Yaşam Döngüsü Analizi sadece talep edilen bilgiyi sağlamakla kalmayıp aynı zamanda Alman Sürdürülebilir Binalar Derneği DGNB sertifikası ile belgelendirilmesi sürecinin de esas bileşenini oluşturmaktadır.

DGNB, binanın planlanmasında ve çevresel değerlendirilmesinde kullanılmak üzere kurulmuş bir sistemdir. Bir sınıflandırma sistemi olarak, tüm ilgili sürdürülebilir bina konularını içermektedir. Şartlara uyan projeler Bronz, Gümüş ve Altın kate-

gorilerinde sınıflandırılmaktadır. Alman Sürdürülebilir Bina Sertifikası, kaliteye önem veren bir bakış açısı içeren, bina planlaması ve değerlendirilmesi amacıyla Almanya Sürdürülebilir Bina Konseyi (DGNB) ile Alman Federal Ulaştırma, İmar ve İskan Bakanlığı'nın (BMVBS) birlikte geliştirdiği bir sistemdir.

Alman Sürdürülebilir Bina Sertifikası, tüm ilgili sürdürülebilir bina konularını içermektedir. Değerlendirmeyi etkileyen altı madde şu şekilde belirtilmiştir: Çevrebilim, ekonomi, sosyal kültürel ve operasyonel konular, teknik konular, arazi yerleşimi ve süreçler. Sertifika, projenin başlangıç noktasında belirlenen sürdürülebilir bina hedeflerinin bütünlük tasarım prensipleri doğrultusunda uygulanması üzerine kurulmuştur. Böylelikle, sürdürülebilir binalar, güncel teknolojiye göre tasarlanıp kalitelerini bu yeni sertifika ile belgelendirebilirler. DGNB altı farklı alanda 61 kriter üzerinden binayı değerlendiren sistem, kullanıcı profillerini kullanarak bir değerlendirme matrisi oluşturulmasını istemektedir. Toplam performans indeksinde diğer sistemlerde kullanılan arazi kalitesi rol oynamamaktadır. Bu altı alanı incelersek:

Ekolojik Kalite

- Küresel ısınma potansiyeli
- Ozon tabakası delinme potansiyeli
- Fotokimyasal ozon yaratma potansiyeli
- Asitleştirme potansiyeli
- Ötrofikasyon potansiyeli (*)
- Yerel çevreye riskler
- Yerel çevreye başka riskler

(*) Ötrofikasyon, göl gibi herhangi bir büyük eko-sistemde, çeşitli nedenlerden besin maddelerinin büyük oranda çoğalması sonucunda bitki varlığının aşırı şekilde artmasıdır.

- Kaynakların sürdürülebilir kullanımı/Ahşap
- Mikro iklim
- Yenilenebilir olmayan öncelikli enerji talebi
- Toplam öncelikli enerji talebi ve yenilenebilir öncelikli enerjinin oranı
- Yenilenebilir olmayan başka kaynakların kullanımı
- Kategorilerine göre atık
- İçme suyu talebi ve atık suyun hacmi
- Alan talebi

Ekonomik Kalite

- Binayla ilgili yaşam döngüsü maliyetleri
- Üçüncü kişilerin kullanımı için uygunluk

Sosyokültürel ve Fonksiyonel Kalite

- Kışın termal konfor
- Yazın termal konfor
- İç hava hijyeni
- Akustik konfor
- Görsel konfor
- Kullanıcı kontrol olasılıkları
- Dış alanların kalitesi
- Tehlikeli kazaların güvenliği ve riski
- Özürlülerin ulaşabilmesi
- Alan etkinliği
- Çevirim için uygunluk
- Halkın kullanım hakkı
- Bisikletli olanlara kolaylık
- Yarışmalarda urban gelişme kalitesi ve tasarım güvencesi
- Sanat eseri yüzdesi
- Kullanıcı profili kalite özellikleri
- Sosyal entegrasyon

Teknik Kalite

- Yangın önleme
- Ses yalıtımı
- Sıcaklık ve neme göre bina kabuğunun kalitesi
- Bina servislerinin backup kabiliyeti
- Bina servislerinin kullanım kolaylığı
- Bina servislerinin teçhizat kalitesi
- Dayanıklılık
- Temizlik ve bakım kolaylığı
- Dolu, fırtına ve sele direnç
- Geri dönüşüm ve ayırma kolaylığı

Proses Kalitesi

- Proje hazırlama kalitesi
- Entegre planlama
- Planlama metodlarının optimizasyonu ve kompleksitesi
- İhalelerin verilmesinde istenilen sürdürülebilir özelliklerin kanıtları
- Optimum kullanım ve yönetim için gereken durumların yaratılması
- Şantiye/şantiye süreçleri
- Müteahhitlerin kalitesi/ön eleme

- İnşaat için kalite teminatı
- İşletmeye alma
- Kontrol
- Yönetim
- Sistematik inceleme, onarım ve servis
- Operasyonda çalışanların profili

Arazi Kalitesi

- Mikro çevrede riskler
- Mikro çevrenin durumu
- Şantiyenin ve çevresinin durumu ve halkın algısı
- Ulaştırmaya yakınlık ve bağlantı
- Temel servislerin kullanımına yakınlık
- Kamu hizmetlerine yakınlık
- Planlama için hukuki durum
- Uzatma opsiyonları/rezervler

Değerlendirme

DGNB sisteminde her kriter için 10 puana kadar alma hakkı verilmiştir. Her kriterle sunulan dokümantasyon ve hesaplanma kalitesine bakılarak maksimum 10 puan verilir. Aynı zamanda, her kriterin ağırlığını sosyal ve politik uygunluğa göre ve kullanıcı için önemine bakarak üç katı artırmak veya tamamen bu kriterden puan almayı reddetmek opsiyonları da vardır.

Performans Bazlı Skor; Altın, Gümüş veya Bronz

Her kriter için DGNB değerlendirmecisi olarak, bütün bina için altı farklı alana bakarak puanlama yapılmaktadır. Sonunda elde edilen skorla nasıl bir yeşil dereceye karşılık geldiği belirlenir. Mesela yüzde 50 puan alınırsa bu, DGNB Bronz sertifikasına; eğer skor yüzde 65 ise bu Gümüş sertifikasına karşılık gelmektedir. Altın almak için yüzde 80'in üstüne çıkmak gerekir. Altın almak için ilk 5 kategoriden en az yüzde 65 almak şartı vardır. Gümüşte yüzde 50, bronzda ise yüzde 35 gerekmektedir.

EUROVENT

Eurovent sertifikası, iklimlendirme, soğutma, klima alanında kullanılan belli başlı ürün çeşitlerine yönelik isteğe bağlı alınan, uluslararası "ispat" belgesidir. Ürünlerin kapasite ve performans değerlerinin, Avrupa ve diğer uluslararası standartlara göre bağımsız test laboratuvarlarında doğrulandığını ispat eden ürün sertifikasıdır. Geçerlilik gördüğü temel pazar Avrupa'dır. Eurovent Sertifikası bir kalite veya gü-

venlik sertifikasyonu olmayıp, yalnızca imalatçıların yazılımlarında ve teknik ürün kataloglarında yayınladıkları/belirttikleri ürün performans ve kapasite değerlerinin doğruluğunu sertifikalamaktadır. Eurovent Sertifikasyon firmasının kurucusu ve sahibi Brüksel merkezli Eurovent (isim değişikliği öncesi Eurovent-Cecomaf) Derneği'dir. Eurovent Sertifikasyon programları, konfor klimaları, hassas klimalar, fancoil üniteleri, kanallı fancoil üniteleri, soğutma grupları, oda soğutucu evaporatörler, hava soğutmalı kondenserler, kuru soğutucular, soğutma kuleleri, klima santralleri, soğutuculu teşhir dolapları, kanatlı borulu tip ısıtma ve soğutma eşanjörleri, plakalı ve döner tip hava eşanjörleri, hava filtreleri, soğuk tavan üniteleri ve çatı tipi klima üniteleri ürün gruplarını kapsamaktadır. Ürünler için sertifikayı bir kez almak yeterli olmamaktadır. Her program için farklı periyotlarda tekrar testleri yapılması zorunludur.

Uluslararası Yeşil Bina Sertifikalarında Enerji Modellemesi

Bu değerlendirme sistemleri binaların yeşil tasarlanması veya inşa edilmesi için tasarım veya inşaat süreçlerinde çeşitli başlıklardaki işlemi ve parametreyi kontrol etmekte ve her bir kontrolün sonuçlarını puanlama sistemi ile değerlendirmekte ve sonuçta değerlendirilen binanın referans binaya göre yeşil sınıfını belirlemektedir. Bu değerlendirme sistemlerinin hepsinde binanın enerji performans sınıfı en önemli yeri işgal etmekte ve binanın ısıtılması, soğutulması, havalandırılması ve aydınlatılması için enerji tüketimi ve buna bağlı emisyon miktarları binanın yeşil olarak sınıflandırılmasında en önemli rolü oynamaktadırlar. Bu değerlendirme sistemleri yalnızca enerji tasarrufunu değil ısı ve görsel konfor koşullarının da değerlendirilmesini şart koşmakta, dolayısı ile salt tasarrufu değil verimliliği desteklemektedirler.

Yeşil bina sertifikasyonunda da en önemli yeri işgal eden bina enerji performansını ölçmek için farklı yöntemlerin olduğu bilinmektedir. Bilindiği gibi, binaların enerji performansını etkileyen parametreler, iklim, ışık vb. çevresel parametreler, mimari tasarımla belirlenen pasif sistem parametreleri, kullanıcılara bağlı parametreler ve pasif sistemin enerji ihtiyacını karşılamak üzere tasarlanmış mekanik ve elektrik sistemine ait parametrelerdir. Bu sayılan her bir grup parametre içerisinde çok sayıda değişkeni barındırmaktadır.

Bu çalışmada, LEED ve BREEAM gibi uluslararası yaygınlığı olan çevresel değerlendirme yöntemlerinin özellikle binaların enerji performansı değerlendirme puanlama sistemleri arasındaki farka değinilmekte ve farklı yöntemlerle enerji performansı değerlendirme durumlarında arada ne gibi farklılıklar çıkabileceği açıklanmaktadır.

LEED ve BREEAM Sistemlerinde Enerji Performansı Yöntemlerinin Değerlendirilmesi

Bina enerji performansını etkileyen parametrelerin sayısının çokluğu ve bunların birbirleriyle oluşturabileceği sayısız kombinasyonu el ile hesap yaparak değerlendirmek imkansızdır. O nedenle ki; binaların tasarım aşamasından başlayarak işletme dönemi boyunca, yani tüm yaşam dönemi boyunca enerji, çevresel ve ekonomik açılardan etkinliğinin belirlenmesinde artık bilgisayar tabanlı simülasyon programlarından yararlanılmaktadır. Yeşil bina sertifikalandırma sistemleri de enerji performansının değerlendirmesinde ve puanlamasında bütün dünyada, daha binanın tasarım aşaması sırasında yaşam dönemi enerji maliyetlerini doğruya yakın tahmin edebilmek ve dolayısı ile farklı tasarım senaryoları deneyerek enerji etkin çözüme ulaşabilmek için çok kapsamlı ve hem içeriği hem de kullanımı oldukça karmaşık simülasyon araçları geliştirilmiş ve geliştirilmeye devam etmektedir. Parametrelerin çokluğu ve problemin karmaşıklığı nedeniyle, bu simülasyon araçlarının tasarım aşamasındaki binanın gerçek enerji performansını gösterebilecek şekilde kullanımı özel uzmanlık gerektirmektedir. Aksi durum hatalı sonuç alma ihtimalini artırmaktadır.

Detaylı bina enerji performansı belirlemede kullanılan simülasyon araçları genellikle eşzamanlıçok zonlu hesaplama yapabilen araçlardır. Yani ısı koşulları birbirinden farklı zonlar ve bu zonların birbirleriyle ısı ilişkileri eşzamanlı olarak hesaba katılabilmektedir. Bu tür simülasyon araçlarından en bilinen ve dünyada yaygın olarak kullanılanlar arasında BLAST, DOE-2, TRNSYS, ECOTECT, ENERGYPLUS ve ESP-r sayılabilir. Bunlardan ENERGYPLUS bu alandaki en yeni teknolojilerden birisidir ve BLAST ile DOE-2' nun en belirleyici özelliklerini ve kapasitelerini kullanarak geliştirilmiştir. Ülkemizde de bugün detaylı bina enerji performansı belirlemede kullanılan simülasyon aracı ENERGYPLUS' tır. EnergyPlus A.B.D Enerji Bakanlığı tarafından desteklenerek geliştirilmiştir ve oldukça yüksek bir hesaplama kapasitesine sahiptir. Ancak gerçek anlamda geliştirilmiş bir kullanıcı ara yüzüne sahip değildir. Bu nedenle de, programın girdi ve çıktıların yönetimi ve hedefe uygun olarak kullanımı diğer programlardan daha fazla uzman yaklaşımı gerektirmektedir. Basitleştirilmiş arayüzü olan programlar ise her parametreyi yeterli duyarlılıkta hesaba katmadığı için sonuçları gerçeklerden daha fazla sapma göstermektedir.

Gerek LEED ve gerekse BREEAM uluslararası değerlendirme sistemleri bina enerji performansı için enerji modelleme istendiğinde farklı simülasyon araçlarını kabul edebilmektedir. Bu simülasyon araçları farklı hedefler için geliştirilmiş ise binanın enerji açısından gerçek anlamda yeşil olduğunu göstermede yetersiz kalabilir.

O nedenle yeşil sertifikasyon sistemlerinin yönlendirdiği başlıca enerji simülasyon araçlarının kullanım hedeflerine göre analiz edilmesi gerekir.

7.3 Ulusal Kurumlar, Yasal Düzenlemeler ve Sertifikalar

7.3.1 Ulusal Kurumlar

Bayındırlık ve İskan Bakanlığı

Bayındırlık ve İskan Bakanlığı'nın bazı görevleri şunlardır:

1. Konut politikası ilkelerine göre konut yapmak, yaptırmak,
2. Ülkenin şart ve imkânlarına göre, en gerekli ve faydalı yapı malzemesinin ekonomik ve standartlara uygun şekilde üretimi ve kullanımını sağlayacak tedbirler almak ve aldirmek,
3. Bu işlerle ilgili tüzük, yönetmelik, tip sözleşme, şartname, rayiç, fiyat analizleri ve birim fiyatları hazırlamak ve yayımlamak,
4. Belediyelere ve İl Özel İdarelerine genel bütçe vergi gelirlerinden pay verilmesi hakkındaki mevzuat uyarınca kurulan Belediyeler Ortak Fonundaki paylarının İller Bankasının yıllık programa giren yatırımları için dağıtımını onaylamak ve izlemek,
5. Bakanlık ilgili kuruluşlarına ait görevlerin yapılmasını sağlamak; bu kuruluşların kanunları ile diğer kanunların Bakanlığa verdiği görevleri yapmak.

Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı

3154 Sayılı Kanuna göre Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı'nın kuruluş amacı; enerji ve tabii kaynaklarla ilgili hedef ve politikaların, ülkenin savunması, güvenliği ve refahı, milli ekonominin gelişmesi ve güçlenmesi doğrultusunda tespitine yardımcı olmak; enerji ve tabii kaynakların bu hedef ve politikalara uygun olarak araştırılmasını, geliştirilmesini, üretilmesini ve tüketilmesini sağlamaktır.

Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK)

Toplumumuzun yaşam kalitesinin artmasına ve ülkemizin sürdürülebilir gelişmesine hizmet eden, bilim ve teknoloji alanlarında yenilikçi, yönlendirici, katılımcı ve paylaşımcı bir kurum olma vizyonunu benimseyen TÜBİTAK, akademik ve endüstriyel araştırma geliştirme çalışmalarını ve yenilikleri desteklemek, ulusal öncelikler doğrultusunda Araştırma-Teknoloji-Geliştirme çalışması yürüten Ar-Ge enstitülerini işletme işlevlerinin yanı sıra, ülkemizin Bilim ve Teknoloji politikalarını belirlemektedir. Bilim insanlarının yurt içi ve yurt dışı akademik faaliyetleri burs ve ödüller ile desteklenmekte, özendirilmekte, üniversitelerimizin, kamu kurumla-

rımızın ve sanayimizin projeleri fonlanarak, ülkemizin rekabet gücünün artırılması hedeflenmektedir.

Devlet Planlama Teşkilatı

Devlet Planlama Teşkilatının görevlerinden bazıları şunlardır:

- Ülkenin doğal, beşeri ve iktisadi her türlü kaynak ve imkanlarını tespit ederek, takip edilecek iktisadi, sosyal ve kültürel politika ve hedeflerin belirlenmesinde Hükümete müşavirlik yapmak,
- Uluslararası kuruluşlarla iletişim içerisinde çalışarak ileriye dönük stratejiler geliştirmek ve topluma perspektif sağlayan politika önerilerini katılımcı bir yaklaşımla belirleyerek özel kesim için orta ve uzun dönemde belirsizlikleri giderici genel bir yönlendirme görevini yerine getirmek,
- Kalkınma planlarının ve yıllık programların başarı ile uygulanabilmesi için ilgili kurum ve kuruluşların ve mahalli idarelerin kuruluş ve işleyişlerinin iyileştirilmesi konusunda görüş ve tekliflerde bulunmak,
- Özel sektör ve yabancı sermaye faaliyetlerinin plan hedef ve amaçlarına uygun bir şekilde yürütülmesini düzenleyecek teşvik ve yönlendirme politikalarının genel çerçevesini hazırlamak ve Hükümete teklif etmek,
- Kalkınma planı ve yıllık programlardaki ilke ve hedeflere uygun olarak, uluslararası ekonomik kuruluşlarla ilişkilerin geliştirilmesinde, temas ve müzakerelerin yürütülmesinde gerekli görüş ve tekliflerde bulunmak,
- Bölgesel veya sektörel bazda gelişme programları hazırlamak.

TMMOB Makina Mühendisleri Odası

TMMOB Makina Mühendisleri Odası ana yönetmeliğinin 6. maddesinde de belirtildiği üzere kuruluş amaçları arasında; ülke ve toplum yararları doğrultusunda yurdun doğal kaynaklarının işletilmesini, üretimin artırılmasını, yurt sanayinin ulusal çıkarlara uygun yönde gelişmesini sağlamak için teknik ve bilimsel çalışmalar yapmak ve bunları üyelerinin ve sanayinin yararına sunmak, makina mühendisliği hizmetleri ile ilgili her türlü araştırma, inceleme, proje ve raporların hazırlanmasını, uygulanmasını ve teknik uygulama sorumluluğunun uzman makina mühendisleri tarafından yapılmasını sağlamak ve bunların teknik kurallara uygunluğunu incelemek, denetlemek ve onaylamak yer almaktadır.

Küçük ve Orta Ölçekli İşletmeleri Geliştirme ve Destekleme İdaresi Başkanlığı (KOSGEB)

Ülkenin ekonomik ve sosyal ihtiyaçlarının karşılanmasında küçük ve orta ölçekli işletmelerin payını ve etkinliğini artırmak, rekabet güçlerini ve düzeylerini yükseltmek, sanayide entegrasyonu ekonomik gelişmelere uygun biçimde gerçekleştirmek

amacıyla, Küçük ve Orta Ölçekli İşletmeleri Geliştirme ve Destekleme İdaresi Başkanlığı (KOSGEB) kurulmuştur.

İşletmelerin ve girişimcilerin yatırım, üretim, ihracat, istihdam, teknoloji geliştirme, pazarlama ve diğer konularda ihtiyaç duydukları ürün ve hizmetleri temin edebilmeleri ile sermaye piyasalarına açılabilmesi için gerekli geri ödemeli veya geri ödemesiz destekleri ile işletmelerin ve girişimcilerin kamu bankaları, özel bankalar ve katılım bankaları ile diğer finans kuruluşlarından uygun koşullarda nakdi veya gayri nakdi kredi temin edebilmeleri için faiz, komisyon ve diğer masraflarına geri ödemeli veya geri ödemesiz destekler sağlamak ana görevleri arasındadır.

Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu (EPDK)

Kurum; 4628 sayılı Elektrik Piyasası Kanunu (2001), 4646 sayılı Doğal Gaz Piyasası Kanunu (2001), 5015 sayılı Petrol Piyasası Kanunu (2003), 5307 sayılı Sıvılaştırılmış Petrol Gazları (LPG) Piyasası Kanunu (2005) ile kendisine verilen görevleri ifa etmekte ve yetkileri kullanmaktadır. Söz konusu kanunlar ile elektrik, doğalgaz, petrol ve LPG'nin; yeterli, kaliteli, sürekli, düşük maliyetli ve çevreyle uyumlu bir şekilde tüketicilerin kullanımına sunulması için, rekabet ortamında özel hukuk hükümlerine göre faaliyet gösterebilecek, mali açıdan güçlü, istikrarlı ve şeffaf bir enerji piyasasının oluşturulması ve bu piyasada bağımsız bir düzenleme ve denetimin sağlanması amaçlanmaktadır.

Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü

1935 yılında 2819 sayılı kanun ile kurulan Elektrik İşleri Etüt İdaresi (EİE), ilgili kanunun yürürlükten kaldırılması ve aynı kanun hükmünde kararname ile yerine Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü (YEGM) kurulmuştur. Ülkemizin hidrolik, rüzgar, jeotermal, güneş, biokütle ve diğer yenilenebilir enerji kaynakları öncelikli olmak üzere tüm enerji kaynaklarının değerlendirilmesine ve enerjinin etkin ve verimli tüketilmesine yönelik, hidrolik, rüzgar ve güneş enerjisi potansiyellerini belirlemede, fizibilite ve örnek uygulama projeleri hazırlamakta, tanıtım amaçlı pilot sistemler geliştirmekte, etüt, eğitim ve bilinçlendirme hizmetleri yürütmektedir.

Yeşil Binalar Derneği

Yeşil Binalar Derneği 2007 yılında, Türkiye'deki yapı sektörünün sürdürülebilir ilkelere ışığında gelişmesine katkı sağlamak amacıyla kurulmuştur.

Ekolojik sorunların arttığı günümüzde, bütüncül bir yaklaşım ve ekolojik duyarlılıkla inşa edilmiş bina ve yerleşimler aracılığıyla daha sağlıklı yaşam ortamlarının

oluşmasına yardımcı olmak amacıyla kurulmuştur.

ÇEDBİK, toplumsal farkındalığı artırmak ve inşaat sektörünü bu ilkeler ışığında üretim yapmaya teşvik etmek amacıyla eğitimler düzenlemekte, yerel yönetimler, üniversiteler vb. konunun tüm ilgilileri ile örnek projeler ve çalışma modelleri geliştirmekte ve yaygınlaşması için çalışmaktadır. Bina ve yerleşimleri çevresel etkilerine göre değerlendiren sistemler, hedeflenen yeşil dönüşüm sürecinde etkili bir araçtır. Bu alanda ulusal ve uluslararası gelişmeleri takip eden ÇEDBİK, ülkemizde önemli bir boşluğu doldurmak amacıyla ulusal koşullara uygun bir Değerlendirme Sistemi oluşturma çalışmalarına başlamıştır. ÇEDBİK, Dünya Yeşil Binalar Konseyi (WGBC) Gelişmekte olan Konsey Statüsü kazanmıştır ve yeşil bina hareketinin altyapısını oluşturma çalışmalarına giderek artan bir katılımı devam etmektedir.

7.3.2 Ulusal Kanunlar, Yönetmelikler, Direktifler

Enerji Verimliliği Kanunu

Bu kanunun amacı, enerjinin etkin kullanılması, israfının önlenmesi, enerji maliyetlerinin ekonomi üzerindeki yükünün hafifletilmesi ve çevrenin korunması için enerji kaynaklarının ve enerjinin kullanımında verimliliğin artırılmasıdır (5627-18.04.2007).

Yönetmelikler

- Enerji Kaynaklarının ve Enerjinin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmelik, Resmi Gazete Tarihi: 25.10.2008 Resmi Gazete Sayısı: 27035
- Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği, Resmi Gazete Tarihi: 05.12.2008 Resmi Gazete Sayısı: 27075
- Merkezi Isıtma ve Sıhhi Sıcak Su Sistemlerinde Isınma ve Sıhhi Sıcak Su Giderlerinin Paylaştırılmasına İlişkin Yönetmelik, Resmi Gazete Tarihi: 14.04.2008 Resmi Gazete Sayısı: 26847 (Mükerrer).
- Ulaşımda Enerji Verimliliğinin Artırılmasına İlişkin Usul ve Esaslar Hakkında Yönetmelik, Resmi Gazete Tarihi: 09.06.2008 Resmi Gazete Sayısı: 26901
- Küçük ve Orta Ölçekli Sanayi Geliştirme ve Destekleme İdaresi Başkanlığı (KOSGEB) Destekleri Yönetmeliği, Resmi Gazete Tarihi: 24.04.2005 Resmi Gazete Sayısı: 25795
- Tanıtma ve Kullanma Kılavuzu Uygulama Esaslarına Dair Yönetmelik, Resmi Gazete Tarihi: 14.06.2003 Resmi Gazete Sayısı: 25138
- Millî Eğitim Bakanlığına Bağlı Okullarda Enerji Yöneticisi Görevlendirilmesine İlişkin Yönetmelik, Resmi Gazete Tarihi: 17.04.2009 Resmi Gazete Sayısı: 27203
- Sıvı ve Gaz Yakıtlı Yeni Sıcak Su Kazanlarının Verimlilik Gereklilerine Dair Yönetmelik, Resmi Gazete Tarihi: 05.06.2008 Resmi Gazete Sayısı: 26897

- Ev Tipi Klimaların Enerji Etiketlemesine İlişkin Yönetmelik, Resmi Gazete Tarihi: 14.12.2006 Resmi Gazete Sayısı: 26376
- Ev Tipi Elektrikli Buzdolapları, Dondurucular ve Kombinasyonlarının Enerji Verimlilik Şartları ile İlgili Yönetmelik, Resmi Gazete Tarihi: 30.12.2006 Resmi Gazete Sayısı: 26392
- Ev Tipi Buzdolapları, Derin Dondurucular, Buzdolabı, Derin Dondurucular ve Bunların Bileşimlerinin Enerji Etiketlemesine Dair Yönetmelik, Resmi Gazete Tarihi: 30.01.2010 Resmi Gazete Sayısı: 27478
- Floresan Aydınlatma Balastların Enerji Verimlilik Şartları ile İlgili Yönetmelik, Resmi Gazete Tarihi: 30.12.2006 Resmi Gazete Sayısı: 26392

Tebliğler

- 5627 Sayılı Enerji Verimliliği Kanunu’nun 10 uncu Maddesine ve 5326 Sayılı Kabahatler Kanunu’nun 3 üncü ve 17/7 nci Maddelerine Göre 2010 Yılında Uygulanacak Olan İdarî Para Cezalarına İlişkin Tebliğ (Sıra No: 2011–2), Resmi Gazete Tarihi: 24.02.2011 Resmi Gazete Sayısı: 27856
- Enerji Kaynaklarının ve Enerjinin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmeliğin 7. Maddesine Göre Yetki Belgesi ve Sertifika Bedelleri ve Sertifika Bedellerinin Yetkilendirilmiş Kurumlara Ödenecek Bölümü Hakkında Tebliğ (Sıra No: 2011-1), Resmi Gazete Tarihi: 24.02.2011 Resmi Gazete Sayısı: 27856
- 5627 Sayılı Enerji Verimliliği Kanunu Kapsamında Yapılacak Yetkilendirmeler, Sertifikalandırmalar, Raporlamalar ve Projeler Konusunda Uygulanacak Usul ve Esaslar Hakkında Tebliğ (Sıra No: 2009-2), Resmi Gazete Tarihi: 06.02.2009 Resmi Gazete Sayısı: 27133

Genelgeler

- 2008 Enerji Verimliliği Yılı ile İlgili “Başbakanlık” Genelgesi (2008–2), Resmi Gazete Tarihi: 15.02.2008 Resmi Gazete Sayısı: 26788
- 2008 Enerji Verimliliği ile İlgili “Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı” Genelgesi (2008–1)
- Kamuda Akkor Lambaların Değiştirilmesi ile İlgili “Başbakanlık” Genelgesi (2008-19), Resmi Gazete Tarihi: 13.08.2008 Resmi Gazete Sayısı: 26966

Binalarda Isı Yalıtımı Yönetmeliği

09.10.2008 tarihinde, 27019 sayılı Resmi Gazete’de yayımlanan Bayındırlık ve İskân Bakanlığı’nın Binalarda Isı Yalıtımı Yönetmeliği’nin amacı; binalardaki ısı kayıplarının azaltılmasına, enerji tasarrufu sağlanmasına ve uygulamaya dair usul ve esasları düzenlemektir. Bu Yönetmelik, 10/7/2004 tarihli ve 5216 sayılı Büyükşehir Belediyesi Kanunu kapsamındaki belediyeler dahil olmak üzere, bütün yerleşim birimlerindeki binalarda uygulanır. Münferit olarak inşa edilen ve ısıtılmasına gerek duyulmayan depo, cephanelik, ardiye, ahır, ağıl ve benzeri binalarda bu Yönetmelik

hükümlerinin uygulanması zorunlu değildir. 180 sayılı Bayındırlık ve İskân Bakanlığının Teşkilat ve Görevleri Hakkındaki Kanun Hükmünde Kararnamenin 32. maddesi kapsamına giren kamu kurum ve kuruluşları, il özel idareleri ve belediyeler, bu Yönetmeliğe uymak ve bu Yönetmeliği uygulamakla yükümlüdürler.

Binalarda Enerji Performansı (BEP) Yönetmeliği

05.12.2008 tarihinde 27075 sayılı Resmi Gazete’de yayımlanan Bayındırlık ve İskan Bakanlığı’nın Binalarda Enerji Performansı (BEP) Yönetmeliği’nin amacı, dış iklim şartlarını, iç mekan gereksinimlerini, mahalli şartları ve maliyet etkinliğini de dikkate alarak, bir binanın bütün enerji kullanımlarının değerlendirilmesini sağlayacak hesaplama kurallarının belirlenmesini, birincil enerji ve karbondioksit (CO₂) emisyonu açısından sınıflandırılmasını, yeni ve önemli oranda tadilat yapılacak mevcut binalar için minimum enerji performans gereklerinin belirlenmesini, yenilenebilir enerji kaynaklarının uygulanabilirliğinin değerlendirilmesini, ısıtma ve soğutma sistemlerinin kontrolünü, sera gazı emisyonlarının sınırlandırılmasını, binalarda performans kriterlerinin ve uygulama esaslarının belirlenmesini ve çevrenin korunmasını düzenlemektir.

Enerji Kaynaklarının ve Enerjinin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmelik

25.10.2008 tarihinde 27035 sayılı Resmi Gazete’de yayımlanan Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı’nın Enerji Kaynaklarının ve Enerjinin Kullanımında Verimliliğin Artırılmasına Dair Yönetmeliğinin amacı; enerjinin etkin kullanılması, enerji israfının önlenmesi, enerji maliyetlerinin ekonomi üzerindeki yükünün hafifletilmesi ve çevrenin korunması için enerji kaynaklarının ve enerjinin kullanımında verimliliğin artırılmasına ilişkin usul ve esasları düzenlemektir.

7.3.3 Devlet Destek ve Teşvikleri

TTGV Enerji Verimliliği Desteği

Enerji Verimliliği Destek Programı, Türkiye’nin dünyada artan enerji fiyatları karşısında, özellikle enerji yoğun sektörlerde rekabet gücünün korunması, dışa bağımlılığın ve sera gazı salınımlarının azaltılmasına katkı sağlanması ve sanayicinin ilgili faaliyetlerinin teşvik edilmesi amacıyla oluşturulmuştur. Destek kapsamında enerji verimliliği etütleri de dahil olmak üzere, enerji verimliliğine yönelik uygulama projelerinin uygun şartlarda desteklenmesi amaçlanmaktadır. Bu destek programı ile aynı zamanda Enerji Verimliliği Kanunu ve Enerji Verimliliği Yönetmeliği ile belirlenen amaç ve hedeflerin gerçekleştirilmesine katkı sağlanması öngörülmektedir.

Olası Proje Konuları

- Buhar üretim ve dağıtım sistemlerinin (buhar kapaları, boru hatları, kondensat ve blöf sistemleri, vb.) iyileştirilmesi
- Yakma (kazanlar, fırınlar, brülörler vs.) ısıtma ve soğutma sistemlerinin iyileştirilmesi
- Fan, pompa, kompresör, vb. cihazların sistem optimizasyonu yaklaşımı ile gözden geçirilerek elektrik tasarrufu sağlanması
- Kullanılan üretim teknolojisinin (eritme, ergitme, tavlama, kurutma, presleme, kalıplama, boyama, vb.) daha verimli hale getirilmesi
- Atık ısının değerlendirilmesi
- Üretim süresinin kısaltılması, sıcaklık veya basınç seviyelerinin düşürülmesi, vb. proses ve işletme optimizasyonu
- Elektrik üretim verimliliklerinin artırılması, elektrik ve ısının birlikte üretilmesi

Öncelikler

- Yerli teknoloji ve ekipman kullanımı
- Yenilikçi ve/veya ileri teknoloji (malzeme, elektronik, yazılım, vb.) uygulamaları

Destek Mekanizması

Proje Süresi:	En fazla 1,5 yıl
Destek Miktarı:	100.000 – 1.000.000 ABD \$
Destek Oranı:	Proje Bütçesinin en fazla %50 'si
Geri Ödeme Süresi:	1 Yılı Geri Ödemesiz Toplam 4 Yıl (Faizsiz)
Hizmet Bedeli:	TTGV Destek miktarının %6'sı

KOSGEB Destekleri

İşletmelerin, 5627 sayılı Enerji Verimliliği Kanunu kapsamında yetkilendirilmiş Enerji Verimliliği Danışmanlık Şirketlerinden, enerji verimliliğine yönelik alacakları Ön ve Detaylı Etüt, Verimlilik Artırıcı Proje (VAP) İçin Danışmanlık ve Enerji Yöneticisi Eğitimi hizmetlerine destek verilir. Bu desteklerden, KOSGEB'in belirlediği kriterler doğrultusunda, KOBİ sınıfına giren işletmeler faydalanabilir. KOBİler KOSGEB desteklerinden hibe olarak aşağıda belirtilen esaslara göre faydalanabilir; Uygulama süresi: Destek başvurusu onayından itibaren 3 yıl, Yürürlüğe girmesi: KOSGEB onayı ile,

Destekleme: 1.ve 2. bölgeler için %50, 3. ve 4. bölgeler için %60 hibe,
Program süresince Enerji Verimliliği Desteğinin üst limiti 30.000 (otuz bin) TL'dir.

Türkiye Sürdürülebilir Enerji Finansman (TURSEFF) Programı Destekleri

TURSEFF, enerji verimlilik ya da yenilenebilir enerji projelerine yatırım yapmak isteyen endüstriyel firmalar, ticari girişimciler ve özel konut sahiplerine yönelik kredi fırsatıdır. TURSEFF, müşterilerin ihtiyaçları doğrultusunda finansal destek sağlamaktadır: Kredi, Avrupa İmar ve Kalkınma Bankası (EBRD) tarafından geliştirilmiş olup krediler ortak bankalar yoluyla dağıtılır. Borç alan tarafların, mali olarak uygun olması, ortak bankanın kredi kriterlerine uyması ve ortak bankanın kredi değerlendirme usullerine uygun olarak onay alması gerekir. TURSEFF altında finanse edilen projeler belirli performans kriterlerini karşılamalıdır. Endüstriyel ve ticari işlemlerde enerji verimliliği özelliklerine ilişkin projeler, %20'den fazla enerji tasarrufu sağlamalıdır. İnşaat sektöründe enerji verimliliğine ilişkin projeler %30'dan fazla tasarruf sağlamaktadır.

Türkiye Kalkınma Bankası Dünya Bankası Yenilenebilir Enerji ve Enerji Verimliliği Kredis

Özel Sektör tarafından gerçekleştirilecek yenilenebilir kaynaklara dayalı enerji üretim yatırımları ve enerji verimliliği sağlayan yatırımların mal, hizmet, inşaat giderleri ve bunlara ilişkin danışmanlık hizmetlerinin finansmanıdır.

Kredi Miktarı: En fazla 50 milyon USD'dır.

Kredi Oranı: En fazla yatırım tutarının %75'i.

İstenilecek minimum öz kaynak oranı %15'tir.

Geri Ödeme Süresi: Değerlendirme sonucunda belirlenmektedir

Uygulama: Proje konusu, "Yenilenebilir Enerji" ve "Enerji Verimliliği" tanımlarına uyan ve Türkiye Çevre Mevzuatı ile Dünya Bankası Çevre Politikasına uygun olan, ilgili Kurullarca getirilen düzenlemeler sonucu sahip olunması gereken tüm izin ve belgelere sahip olan yatırımcılar yararlanabilir.

Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü (YEGM)

Enerji etüt çalışması ile belirlenen önlemlerin uygulanması ve enerji tasarruf potansiyelinin geri kazanılması için hazırlanan verimlilik artırıcı projelerdir (VAP). VAP'lar hibe olarak aşağıda belirtilen esaslara göre desteklenir:

Geri Ödeme Süresi: En fazla 5 Yıl ve Enerji Verimliliği Koordinasyon Kurulu (EVKK) onayı ve EİE ile sözleşme.

Öncelik: Geri ödeme süresi kısa projeler

Projenin Uygulama Süresi: En fazla 2 yıl

Destekleme: Projesinde belirlenmiş bedeli en fazla 500.000 TL olan VAP'lar en fazla %20 oranında ve en fazla 100.000 TL hibe olarak.

Müracaat: Her yıl Ocak ayında, en fazla 2 VAP

7.3.4 Ulusal Sertifikalar

Binalarda Enerji Kimlik Belgesi (EKB)

“5627 Sayılı Enerji Verimliliği Kanunu” ve buna bağlı olarak çıkartılan “*Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği*” ne göre, binalarda enerjinin ve enerji kaynaklarının etkin ve verimli kullanılmasına, enerji israfının önlenmesine ve çevrenin korunmasını sağlamak için, asgari olarak binanın enerji ihtiyacı ve enerji tüketim sınıflandırması, yalıtım özellikleri ve ısıtma ve/veya soğutma sistemlerinin verimi ile ilgili bilgileri içeren belgedir. *Enerji Kimlik Belgesi* (EKB), aşağıda belirtilen yapıların dışında tüm binalarda kullanılacaktır.

- Sanayi alanlarında üretim faaliyetleri yürütülen binalar,
- Planlanan kullanım süresi iki yıldan az olan binalar,
- Toplam kullanım alanı 50 m²'nin altında olan binalar,
- Seralar, atölyeler,
- Münferit olarak inşa edilen ve ısıtılmasına, soğutulmasına gerek duyulmayan depo, ardiye, ahır, ağıl gibi binalar,
- Mücavir alan dışında kalan ve toplam inşaat alanı 1.000 m²'den az olan binalar.

EN 13790 ve BEP-TR Net Enerji Hesaplama Yöntemi

Türkiye, AB yasaları uyum sürecinde birçok konuda olduğu gibi, binaların enerji performansı direktifi kapsamında da gerekli adımları atmış ve T.C. Bayındırlık ve İskan Bakanlığı tarafından 05.12.2008 tarihinde Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği yayınlanmıştır. Bu yönetmeliğin öngördüğü, binalara enerji kimlik verilmesinde kullanılacak ulusal hesaplama yöntemi için de çalışmaları başlatmıştır. Türkiye için bina enerji performansı ulusal hesaplama yöntemi (BEP-TR), Bayındırlık ve İskan Bakanlığı eşgüdümünde, binanın enerji tüketimine etki eden tüm parametrelerin, binaların enerji verimliliğine etkisini değerlendirmek ve enerji performans sınıfını belirlemek için geliştirilmiştir. Hesaplama yöntemi konutlar, ofisler, eğitim binaları, sağlık binaları, oteller ile alışveriş ve ticaret merkezleri gibi bina tipolojilerindeki mevcut ve yeni binaların enerji performansını değerlendirmek için kullanılacaktır.

Kaynaklar:

- [1] http://www2.schneiderelectric.com/documents/company/EE_drivers_in_EU_white_paper.pdf
- [2] http://www.kma.com.tr/tr/LEED_KMA_GREEN_V1.pdf
- [3] <http://www.bayindirlik.gov.tr/turkce/sayfa.php?Sayfa=yonetmeliklistesi>
- [4] <http://www.dunyafuar.com.tr/rvcist/arge2.asp>
- [5] http://www.eie.gov.tr/duyurular/EV/mevzuat/EV_mevzuat.html
- [6] <http://www.ekomim.com/media/beptr.pdf>
- [7] http://www.edsmenerji.com.tr/File/Enerji_Verimliliği_Destekleri.pdf
- [8] <http://www.mmo.org.tr/>
- [9] Enerji Verimliliği Strateji Belgesi 2012-2023, 2011, EİE
- [10] http://www.itas.fzk.de/eng/infum/gch_int.htm
- [11] Ahmad, H., “Role of Simulation in Energy Efficient Building Design”, Environmental Design Solutions.
- [12] Haves, P., Salsburry T., Claridge, D., Liu, M., “Use Of Whole Building Simulation In On-Line Performance Assessment: Modeling And Implementation Issues” Seventh International IBPSA Conference, Brazil, 2001.
- [13] Erten D., Yılmaz Z., (2010) “Comparison of Energy Performance Evaluations for LEED and BREEAM Certification Systems” 10. National HVAC Congress-13-16 Nisan 2011.