

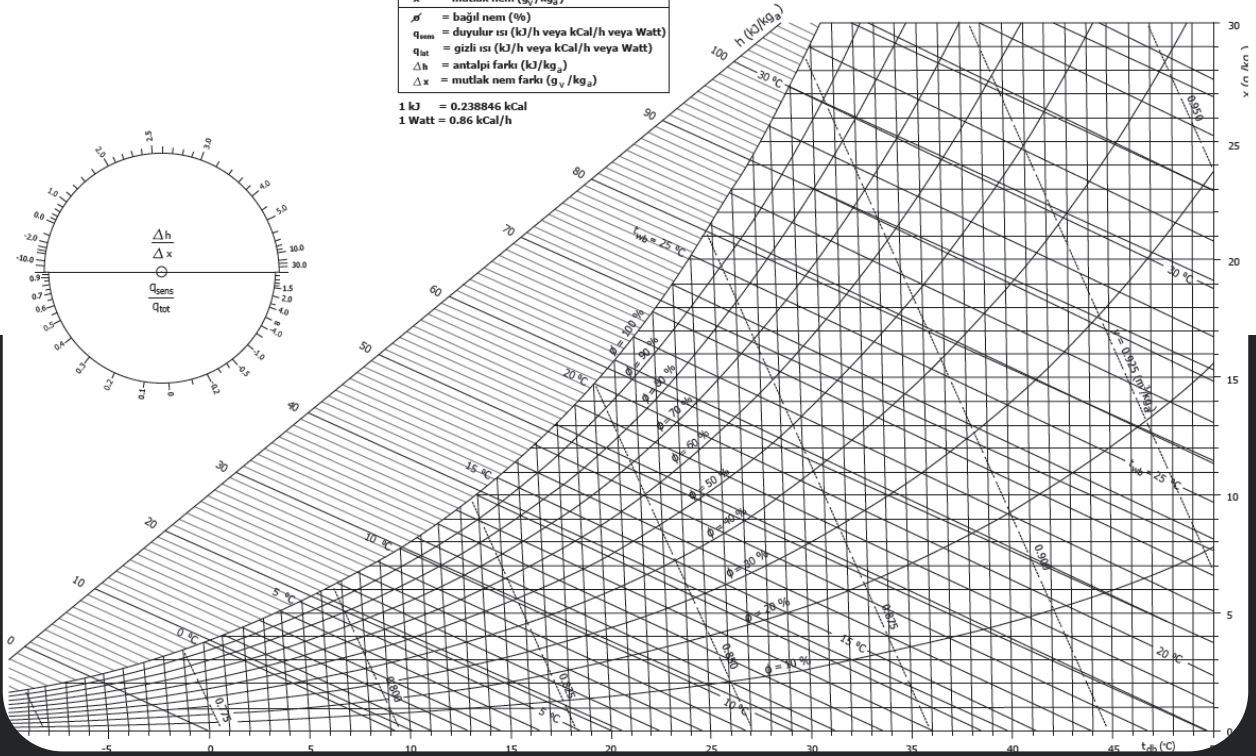
PSİKROMETRİ-II

PROSESLER PROBLEMLER VE ÇÖZÜMLERİ

h	= entalpi (kJ/kg _a)
t_{db}	= kuru termometre sıcaklığı (°C)
t_{wb}	= yaş termometre sıcaklığı (°C)
v	= özgül hacim (m ³ /kg _a)
x	= mutlak nem (g/kg _a)
ϕ	= bağıl nem (%)
q_{sens}	= duyu ısı (kJ/h veya kCal/h veya Watt)
q_{lat}	= gizli ısı (kJ/h veya kCal/h veya Watt)
Δh	= entalpi farkı (kJ/kg _a)
Δx	= mutlak nem farkı (g/kg _a)

1 kJ = 0.238846 kCal
1 Watt = 0.86 kCal/h

YÜKSEKLİK : Deniz seviyesinden 0 metre
BASINÇ : 101 325 Pa



M. HALUK SEVEL
MAK. MÜH.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	1
YAZAR HAKKINDA.....	2
BİRİNCİ BÖLÜM.....	3
1. KIŞ KLİMASI.....	4
1.1. %100 Dış Havalı Klima Santrali, Yalnız Isıtma	4
1.2. Karışım Havalı Klima Santrali, Yalnız Isıtma.....	7
1.3. %100 Dış Havalı Klima Santrali, Hava Yıkayıcı ile Nemlendirme.....	9
1.4. Karışım Havalı Klima Santrali, Hava Yıkayıcı ile Nemlendirme.....	12
1.5. %100 Dış Havalı Klima santrali, Buharlı Nemlendirici ile Nemlendirme.....	14
1.6. Karışım Havalı Klima Santrali, Buharlı Nemlendirici ile Nemlendirme.....	17
1.7. Dönüş kanallarındaki soğumanın incelenmesi.....	20
1.8. Isı Geri Kazanım Elemanlarının Tanımı.....	22
1.9. %100 Dış havalı, Duyulur Isı Geri Kazanımlı, Isıtmalı Klima Santrali.....	23
1.10. Karışım Havalı, Duyulur Isı Geri Kazanımlı, Klima Santrali.....	29
1.11. %100 Dış Havalı, Toplam Enerji Geri Kazanımlı, Isıtmalı Klima Santrali.....	31
1.12. Karışım havalı, toplam enerji geri kazanımlı, ısıtmalı klima santrali.....	34
2. YAZ KLİMASI.....	37
2.1. Hava Debinin Hesaplanması.....	37
2.2. %100 Dış Havalı Klima Santrali, Yalnız Soğutma	39
2.3. Karışım Havalı Klima Santrali, Yalnız Soğutma.....	41
2.4. Düşük Duyulur Isı Oranlı Uygulama.....	42
2.5. Motor Efektinin Sisteme Etkisi.....	46
2.6. Duyulur Isı Geri Kazanımlı Klima Santrali, %100 Dış Havalı.....	47
2.7. Duyulur Isı Geri Kazanımlı Klima Santrali, Karışım Havalı.....	48
2.8. Toplam Enerji Geri Kazanımlı Klima Santrali, %100 Dış Havalı.....	50
2.9. Toplam Enerji Geri Kazanımlı Klima Santrali, Karışım Havalı.....	52
3. ÖZEL UYGULAMALAR.....	55
3.1. At nalı ısı borusu uygulaması.....	55
3.2. Çift tamburlu ısı geri kazanımlı sistemler.....	60
3.3. Absorbsiyonlu nem alma sistemleri.....	67
3.4. Yüzey kondansasyonuna engel olmak için gerekli izolasyon kalınlığı.....	69

İKİNCİ BÖLÜM.....70

4. SEMBOLLER	74
4.1. Genel.....	74
4.2. Grek Alfabesi.....	74
4.3. Alt Simgeler.....	75
5. BİRİM DÖNÜŞÜMLERİ	76
5.1. Birim Dönüşümleri için Çarpımlar.....	76
5.2. Birim Dönüşümleri için Çarpımlar.....	76
6. SEMBOLLER	77

ÖNSÖZ

Bu kitap daha önce yayınlanmış olan “Psikrometri-I” isimli kitabın devamı mahiyetindedir. İlk kitabımızda üç bölüm halinde psikrometrinin tarihçesi, teorisi anlatılmış, uygulama ile örnekler verilmişti. “Psikrometri-II” olarak isimlendirdiğimiz bu kitabımızda ise temel uygulamalar ele alınmış, en basit bir ısıtma prosesinden karmaşık klima proseslerine kadar birçok örnek sayısal olarak verilmiş ve çözümleri siz okuyucularımızın bilgilerine sunulmuştur.

Bu kitabımızda hedef kitle olarak ısıtma-havalandırma ve klima konusunda uğraş veren meslektaşlarımızla aynı konuda mezuniyet projeleri ile yüksek mühendislik tezlerini yapmakta olan üniversite ve yüksek okul öğrencileri hedef alınmıştır.

“Psikrometri-I” isimli kitapta, iki diyagramın, Carrier’in geliştirdiği ve ASHRAE tarafından güncelleştirilen “psikrometrik diyagram” ile Mollier tarafından geliştirilen “i-x” diyagramının yaygın olarak kullanıldığından bahsedilmektedir. Ülkemizde yaygın olarak “psikrometrik diyagram” kullanıldığından bu kitabımızdaki tüm problem ve çözümleri bu diyagram esas alınarak sunulmaktadır. Bunun sağladığı diğer bir avantaj da ilk kitabın 3.Bölüm, 8.Konu’da yer alan tabloların ve diyagramların kullanılabilme kolaylığıdır. Bu özellikten faydalanarak bazı örnekler iki değişik irtifa için yapılmış ve aradaki farkı inceleyebilme açısından bilgi ve görüşlerinize sunulmuştur.

Tüm okuyanlara faydalı olacağını ümidiyle saygılarımı sunar, tenkit ve taleplerinizi aşağıdaki e-mail adresime iletmenizi rica ederim.

M.Halûk SEVEL
h.sevel@imeksan.com
Kasım 2014, İzmir

YAZAR HAKKINDA



M.Haluk SEVEL 1944 İstanbul doğumludur. İlk ve orta tahsilini aynı şehirde yapmıştır. 1962 yılında Kadıköy Maarif Koleji'nden mezun olduktan sonra Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nü kazanmıştır. 1968 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'ne yatay geçiş yapmış ve 1969 yılında aynı bölümden pekiyi derece ile mezun olmuştur.

1971'de askerliğini tamamladıktan sonra ÜNTES Koll Şti (şimdi A.Ş.) girmiş ve tasarım mühendisi olarak çalışmıştır. 1973 yılında üç meslekdaşıyla SELKON isimli kendi şirketini kurmuş, klima, soğutma ve otomatik kontrol sahalarında daha geniş çalışmalar yapma olanağını bulmuştur. Buradaki çalışmaları esnasında modüler elektronik kontrol elemanlarını yurdumuza getirmiş ve klima sektöründe bu uygulamanın öncüsü olmuştur. Bu arada Selkon Ltd.Şti'nin ortak olduğu GENSA A.Ş. de fabrika müdürü ve teknik müdür olarak görev yapmış, Türkiye'de ilk fabrikasyon soğutma kompresörü imalatını gerçekleştirmiştir. 1989 yılında Selokn-GENSA Şirketler Grubu'nun dağılmasından sonra TEBA Şirketler Grubu'nda bulunan ENTE Dış Taahhüt şirketinde proje yöneticisi olarak görev yapmıştır. 2004 yılında bu görevinden kendi isteği ile ayrılan H.Sevel o tarihten bu yana İMEKSAN A.Ş.'de teknik danışman ve AR-GE sorumlusu olarak görev yapmaktadır.

2013 yılında İSKİD onursal üyeliğine seçilen Haluk SEVEL birçok araştırma ve yayınları bulunmaktadır. İmeksan A.Ş. bünyesinde gerçekleştirilen, Türkiye'de ilk VAV üniteleri imal ve kalibrasyon standı, yine bir ilk olan endüksiyon cihazları ve aktif soğutmalı tavan üniteleri bu çalışmalarından bazılarıdır. Bu arada TÜBİTAK destekli bir projesi ile Türkiye'de ilk plakalı ısı geri kazanım eşanjörleri imalatı ile aynı eşanjörlerin deney standını gerçekleştirmiştir. Yazılı eserleri arasında "Değişken Debili Klima Sistemleri ve VAV-CAV Ünitelerinin Kullanımı", "IAQ ve Temiz Oda Teknolojisi" , "Aktif Soğutmalı Tavan ve Endüksiyon Üniteleri" ve "Psikrometri-I" sayılabilir.

M.Haluk SEVEL evli ve iki çocuk babası olup İzmir-Mavişehir'de ikamet etmektedir.

BİRİNCİ BÖLÜM

Proses ve çözümleri

1. KIŞ KLİMASI

1.1. %100 HARİCİ HAVALI KLİMA SANTRALI, YALNIZ ISITMA:

Problem: Toplam hacmi 1200 m³ olan bir mahallin ısı kaybı 26 kw'tır. Bu mahallin havasının saatte 8 defa değiştirilmesi ve %100 harici hava kullanılması istenmektedir. Dış hava kış dizayn şartları -10°C, mahal şartları ise 20°C'tir. Klima santralindeki psikrometrik prosesi çizin ve klima santralının tasarımını yapın.

$$1 \text{ kJ} = 0.238846 \text{ kCal}$$

$$1 \text{ Watt} = 0.86 \text{ kCal/h}$$

dolayısıyla

$$1 \text{ Watt} = 0.86/0.238846 = 3.60065 \text{ kJ} ; 1 \text{ kW} = 3600.65 \text{ kJ}$$

Bu durumda yeni "SI" birimlerine göre mahallin ısı yükü:

$$26 \times 3600.65 = 93617 \text{ kJ/saat'tir.}$$

Mahal için gerekli hava debisi ise:

$$V = 8 \times 1200 = 9600 \text{ m}^3/\text{saat bulunur.}$$

Mahal sıcaklığı 20°C ve hava debisi 9600 m³/saat olduğuna göre, mahal ısı kaybını karşılamak için gerekli üfleme sıcaklığını bulalım.

$$Q_{\text{mahal}} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{\text{SA}} - t_{\text{RA}})$$

$$c_p = \text{Havanın özgül ısısı} \dots\dots\dots 1.041 \text{ kJ/kg}$$

$$\gamma = \text{Havanın özgül hacmi (ortalama)} \dots\dots\dots 0.800 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Değerleri yerine koyduğumuzda:

$$93617 = 9600 \times 1.041 \times (1/0.800) \times (t_{\text{SA}} - 20)$$

$$t_{\text{SA}} = 27.49^\circ\text{C} \approx 28^\circ\text{C bulunur.}$$

Dış havanın mahal şartlarına kadar ısıtılması için gerekli ısı miktarı:

$$Q_{\text{dış hava}} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{\text{RA}} - t_{\text{OA}})$$

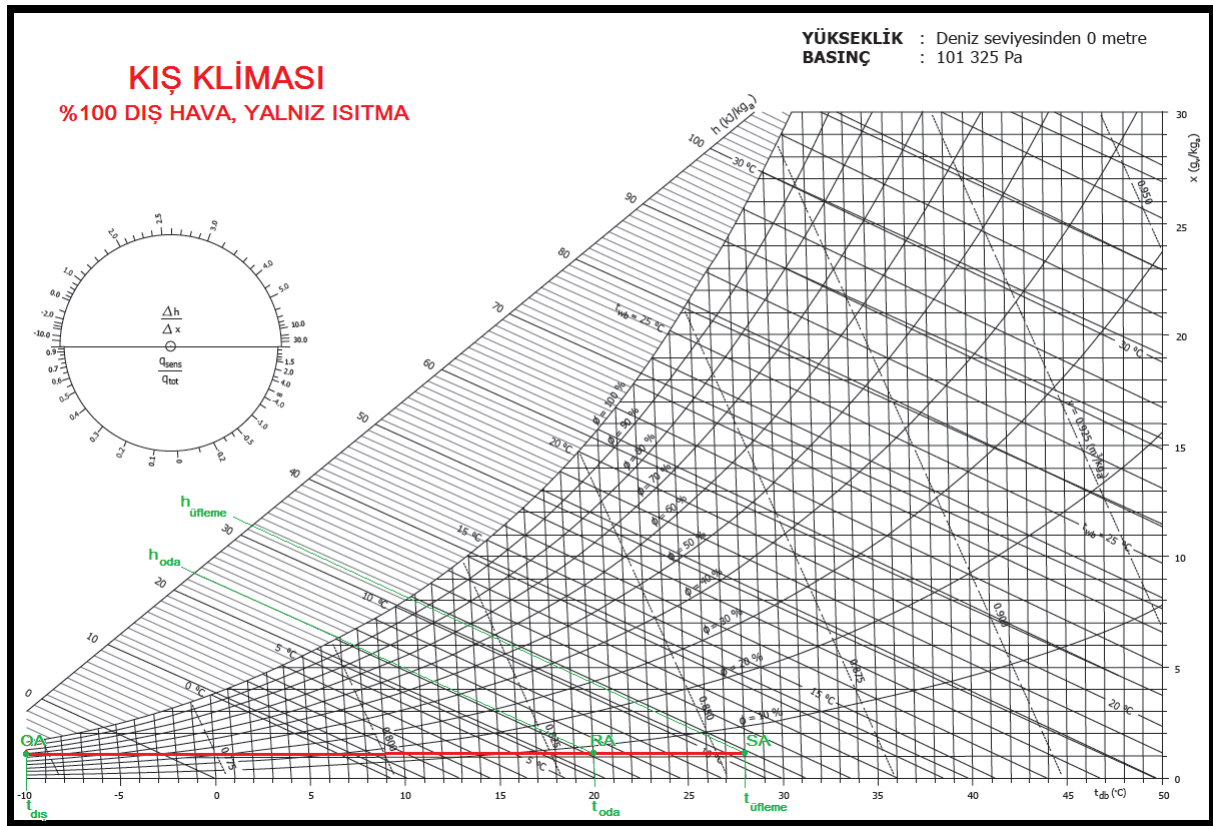
$$Q_{\text{dış hava}} = 9600 \times 1.041 \times (1/0.800) \times (20 + 10) = 374769 \text{ kJ/saat}$$

Klima santralindeki ısıtıcı bataryanın toplam yükü ise:

$$\Sigma Q = Q_{\text{mahal}} + Q_{\text{dış hava}}$$

$$\Sigma Q = 93617 + 374760 = 468377 \text{ kJ/saat (= 130.08 kW)}$$

Bu prosesi psikrometrik diyagram üzerinde gösterelim.



- $h_{OA} = -7.2585 \text{ kJ/kg}$ (bkz. Psikrometri-I, sayfa 132, 8-Tablo ve diyagramlar)
- $\gamma_{OA} = 0.7469 \text{ m}^3/\text{kg}$ (bkz. Psikrometri-I, sayfa 132, 8-Tablo ve diyagramlar)
- $h_{RA} = 23.00 \text{ kJ/kg}$ (Yukarıdaki psikrometrik diyagramdan)
- $\gamma_{RA} = 0.8305 \text{ m}^3/\text{kg}$ h.....(bkz. Psikrometri-I, sayfa 133, 8-Tablo ve diyagramlar)
- $h_{SA} = 31.60 \text{ kJ/kg}$ (Yukarıdaki psikrometrik diyagramdan)
- $\gamma_{SA} = 0.8565 \text{ m}^3/\text{kg}$ h.....(bkz. Psikrometri-I, sayfa 133, 8-Tablo ve diyagramlar)

Önceki hesabımızda olduğu gibi “ γ ” değerini 0.800 m³/kg kabul ederek hesabımızı yapabiliriz.

$$Q_{\text{dış hava}} = V \times (1/\gamma) \times (h_{RA} - h_{OA})$$
$$Q_{\text{mahal}} = V \times (1/\gamma) \times (h_{SA} - h_{RA})$$
$$\Sigma Q = Q_{\text{mahal}} + Q_{\text{dış hava}}$$

Bu duruma göre:

$$Q_{\text{dış hava}} = V \times (1/\gamma) \times (h_{RA} - h_{OA})$$
$$Q_{\text{dış hava}} = 9600 \times (1/0.800) \times (23.00 + 7.2585)$$
$$Q_{\text{dış hava}} = 363\,102 \text{ kJ/saat}$$

$$Q_{\text{mahal}} = V \times (1/\gamma) \times (h_{SA} - h_{RA})$$
$$Q_{\text{mahal}} = 9600 \times (1/0.800) \times (31.60 - 23.00)$$
$$Q_{\text{mahal}} = 103\,200 \text{ kJ/saat}$$

$$\Sigma Q = Q_{\text{mahal}} + Q_{\text{dış hava}}$$

$$\Sigma Q = 103200 + 363102 = 466302 \text{ kJ/saat} = 129.50 \text{ kW}$$

İki hesaplama metodu arasındaki farklılık havanın özgül hacminin sabit kabul edilmesinden ve psikrometrik diyagramda yapılan okuma hatalarından kaynaklanmaktadır. Fark %1'den azdır ve ihmal edilebilir. Çok hassas bir hesap için her sıcaklık için özgül hacimleri de dikkate almak gerekir, şöyleki:

$$Q_{\text{dış hava}} = V \times (h_{\text{RA}} \times (1/\gamma_{\text{RA}}) - h_{\text{OA}} \times (1/\gamma_{\text{OA}}))$$

$$Q_{\text{mahal}} = V \times (h_{\text{SA}} \times (1/\gamma_{\text{SA}}) - h_{\text{RA}} \times (1/\gamma_{\text{RA}}))$$

$$\Sigma Q = Q_{\text{mahal}} + Q_{\text{dış hava}}$$

$$Q_{\text{dış hava}} = 9600 \times (23.00 \times (1/0.8305) + 7.2585 \times (1/0.7469)) = 359158 \text{ kJ/saat}$$

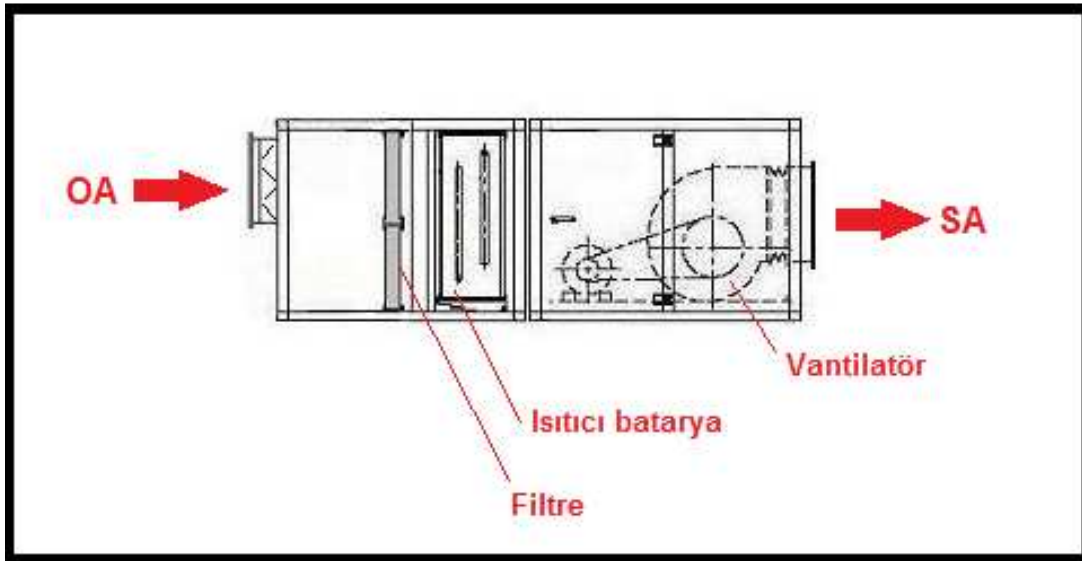
$$Q_{\text{mahal}} = 9600 \times (31.60 \times (1/0.8565) - 23.00 \times (1/0.8305)) = 88322 \text{ kJ/saat}$$

$$\Sigma Q = 359158 + 88322 = 447480 \text{ kJ/saat} = 124.3 \text{ kW}$$

Son yapılan hesap üç metod içinde en hassas olanıdır. Ancak aradaki fark %5'in altındadır. Bu nedenle konfor şartları içinde yapılacak hesaplarda her üç metod da uygulanabilir. Tercih hesap yapan kişiye aittir. Ancak çok yüksek sıcaklıklar ($t > 50^\circ\text{C}$) ve çok düşük sıcaklıklar ($t < -15^\circ\text{C}$) esas alınarak hesap yapılacaksa muhakkak her sıcaklığa ait özgül hacim değerleri dikkate alınmalıdır.

Dikkate alınması gereken diğer bir husus ta irtifa (deniz seviyesinden yükseklik)dir. İrtifa arttıkça atmosferik basınç azalacağından ve bu nedenle havanın özgül hacmi artacağından toplam ısı yüklerinde değişiklikler olacaktır. Bu nedenle hesaba esas olan ortama en yakın psikrometrik diyagram ve tablolar kullanılmalıdır.

Aşağıdaki resimde, probleme konu olan, %100 harici havalı klima santrali görülmektedir.



1.2. KARIŞIM HAVALI KLİMA SANTRALI,YALNIZ ISITMA:

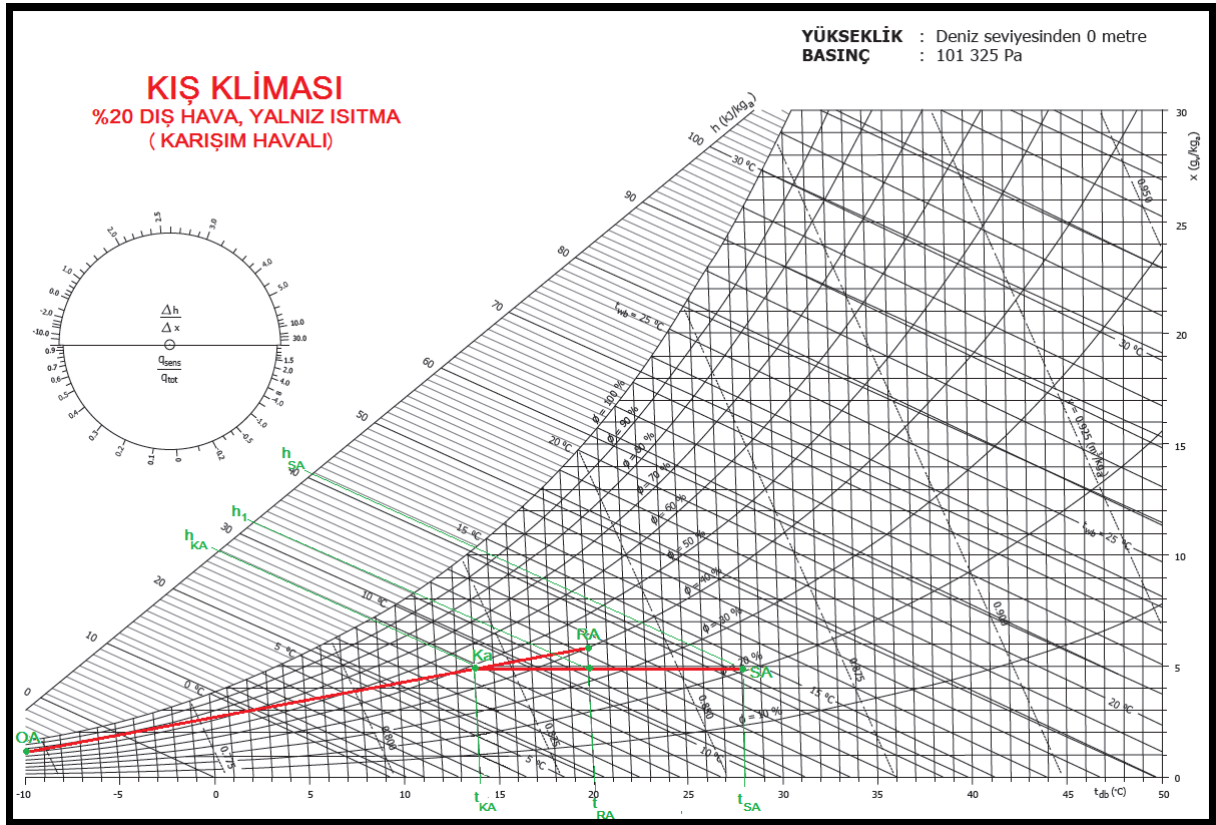
Problem: Toplam hacmi 1200 m³ olan bir mahallin ısı kaybı 26 kw'tır. Bu mahallin havasının saatte 8 defa değiştirilmesi ve %100 harici hava kullanılması istenmektedir. Dış hava kış dizayn şartları -10°C, mahal şartları ise 20°C, bağıl nemi %35'dir. Mahalde 32 kişi bulunmaktadır. Kişi başına 60 m³/saat taze hava miktarı esas alınarak klima santralindeki psikrometrik prosesi çizin ve klima santralının tasarımını yapın.

$$V_{\text{toplam}} = 1200 \times 8 = 9600 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$V_{\text{dış}} = 32 \text{ kişi} \times 60 \text{ m}^3/\text{saat.kişi} = 1920 \text{ m}^3/\text{saat}$$

$$\text{Dış hava oranı} = 1920 / 9600 = 0.20 = \%20$$

Psikrometrik diyagram üzerine dış hava-mahal havası karışımı işleyip prosesimizi belirleyelim.



“Ka” olarak gösterilen konum %20 dış hava ile %80 dönüş (resirküle) havanın karıştığı konumdur. “OA-RA” hattı iç hava ile dış havanın karışım prosesini göstermektedir. Analitik olarak çözüm yaptığımızda “OA-RA” uzunluğunun %20’sine eşit olan mesafe “RA” tarafından işaretlenir. Bu nokta “Ka”, iki havanın karışım noktasıdır.

“RA” mahal şartlarını, “SA” da üfleme havasının şartlarını simgelemektedir. Bir önceki örnekte olduğu gibi “t_{SA}” ile “t_{RA}” arasındaki ısıtma prosesi mahal ısı kaybını karşılamak için yapılan prosestir. “t_{KA}” ile “t_{SA}” arasındaki proses ise dış havadan kaynaklanan ısıtma prosesidir. 20°C kuru termometre sıcaklığındaki hava -10°C kuru termometre sıcaklığındaki dış hava ile yukarıda belirtilen şartlarda karışarak “Ka” meydana gelmiştir. “Ka”nın kuru

termometre sıcaklığı 14°C'tir. Dolayısıyla karışım nedeniyle 14°C'a kadar soğuyan karışım havası mahal kuru termometre sıcaklığı olan 20°C'a kadar ısıtılacak ve bu sayede dış havanın yarattığı soğuma efekti giderilecek, bilahare hava üfleme sıcaklığına kadar ısıtılmak suretiyle mahal ısı kaybı karşılanmış olacaktır. Bu uygulamada %100 harici hava yerine mahaldeki insan sayısı dikkate alınarak belirli bir oranda (%20) harici hava kullanımına gidilmiş ve önemli ölçüde enerji tasarrufu yapılmıştır.

Mahal ısı yükünün karşılanması "1.0" daki problemde olduğu gibidir. Oradaki hesabı aynen buraya alıyoruz.

Yeni "SI" birimlerine göre mahallin ısı yükü:

$$26 \times 3600.65 = 93617 \text{ kJ/saat'tir.}$$

Mahal için gerekli hava debisi ise:

$$V = 8 \times 1200 = 9600 \text{ m}^3/\text{saat'tir.}$$

Mahal sıcaklığı 20°C ve hava debisi 9600 m³/saat olduğuna göre, mahal ısı kaybını karşılamak için gerekli üfleme sıcaklığını bulalım.

$$Q_{\text{mahal}} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{\text{SA}} - t_{\text{RA}})$$

$$c_p = \text{Havanın özgül ısısı} \dots\dots\dots 1.041 \text{ kJ/kg}$$

$$\gamma = \text{Havanın özgül hacmi (ortalama)} \dots\dots\dots 0.800 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Değerleri yerine koyduğumuzda:

$$93617 = 9600 \times 1.041 \times (1/0.800) \times (t_{\text{SA}} - 20)$$

$$t_{\text{SA}} = 27.49^\circ\text{C} \approx 28^\circ\text{C} \text{ bulunur.}$$

Karışım havasının mahal şartlarına kadar ısıtılması için gerekli ısı miktarı:

$$Q_{\text{dış hava}} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{\text{RA}} - t_{\text{OA}})$$

$$Q_{\text{dış hava}} = 9600 \times 1.041 \times (1/0.800) \times (20 - 14) = 74952 \text{ kJ/saat}$$

Klima santralindeki ısıtıcı bataryanın toplam yükü ise:

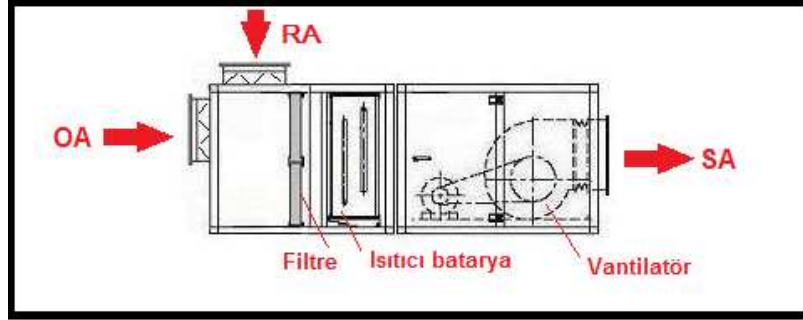
$$\Sigma Q = Q_{\text{mahal}} + Q_{\text{dış hava}}$$

$$\Sigma Q = 93617 + 74952 = 168569 \text{ kJ/saat} (= 48.62 \text{ kW})$$

Karışım havalı, yalnız ısıtıcı bataryalı klima santralının resmi aşağıdadır. Bu uygulamada klima santralının iki hava girişi bulunmaktadır. Bunlardan biri "RA" olarak gösterilen dönüş havası, diğeri de "OA" olarak gösterilen dış havadır. Bu uygulamada her iki hava girişi üzerinde debi reglaj damperleri vardır. Bu damperler sayesinde karışım oranı belirlenir ve sabitlenir. Ancak

Dış hava sıcaklığının 0°C'ın altında olması nedeniyle, sistem karışım havasıyla da çalışsa bir donma riski vardır. Bu nedenle damperlerin üzerine iki konumlu servomotorlar (damper mo

torları) konmasında yarar vardır. Donma konusu klima santralleri otomatik kontrolunda detaylı bir biçimde ele alınacaktır.



1.3. %100 DIŞ HAVALI KLİMA SANTRALI, ISITMA VE HAVA YIKAYICI İLE NEMLENDİRME

Problem: Toplam hacmi 1200 m³ olan bir mahallin ısı kaybı 26 kw'tır. Bu mahallin havasının saatte 8 defa değiştirilmesi ve %100 harici hava kullanılması istenmektedir. Dış hava kış dizayn şartları -10°C_{KT}, %70 rH, mahal şartları ise 20°C_{KT}, %50 rH'tır. Klima santralında hava yıkayıcı ile nemlendirme yapıp, üfleme havasının mutlak neminin oda şartlarına çıkarılması istenmektedir. Klima santralındaki psikrometrik prosesi çizin ve klima santralının tasarımını yapın.

$$1 \text{ kJ} = 0.238846 \text{ kCal}$$

$$1 \text{ Watt} = 0.86 \text{ kCal/h}$$

dolayısıyla

$$1 \text{ Watt} = 0.86/0.238846 = 3.60065 \text{ kJ} ; 1 \text{ kW} = 3600.65 \text{ kJ}$$

Bu durumda yeni "SI" birimlerine göre mahallin ısı yükü:

$$26 \times 3600.65 = 93617 \text{ kJ/saat'tir.}$$

Mahal için gerekli hava debisi ise:

$$V = 8 \times 1200 = 9600 \text{ m}^3/\text{saat bulunur.}$$

Mahal sıcaklığı 20°C ve hava debisi 9600 m³/saat olduğuna göre, mahal ısı kaybını karşılamak için gerekli üfleme sıcaklığını bulalım.

$$Q_{\text{mahal}} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{\text{SA}} - t_{\text{RA}})$$

$$c_p = \text{Havanın özgül ısısı} \dots \dots \dots 1.041 \text{ kJ/kg}$$

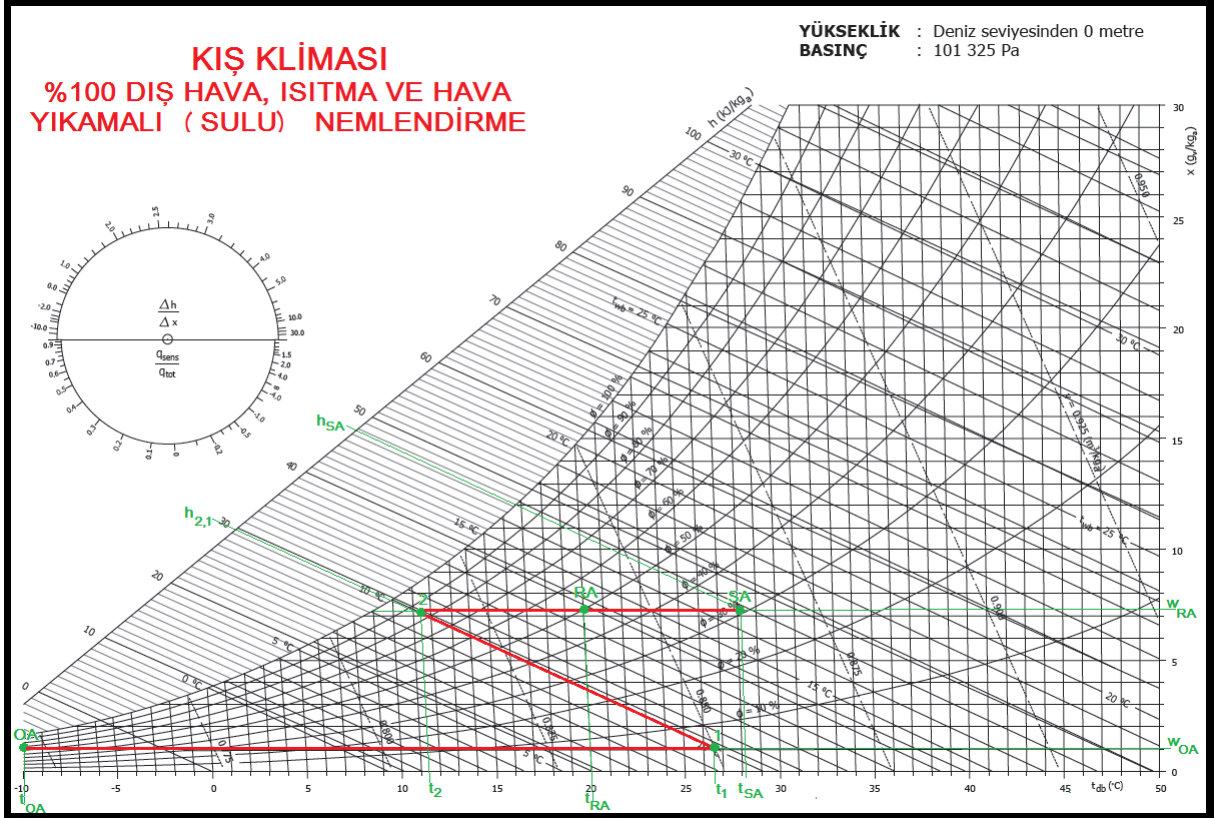
$$\gamma = \text{Havanın özgül hacmi (ortalama)} \dots \dots \dots 0.800 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Değerleri yerine koyduğumuzda:

$$93617 = 9600 \times 1.041 \times (1/0.800) \times (t_{SA} - 20)$$

$t_{SA} = 27.49^\circ\text{C} \approx 28^\circ\text{C}$ bulunur. Bu sıcaklık psikrometrik diyagramda "SA" olarak gösterilmektedir.

Psikrometrik proses ise aşağıda gösterildiği gibidir.



Bu prosesle ilgili önemli hususları aşağıdaki gibi belirtebiliriz:

- Nemlendirme neticesinde "w_{OA}" olan dış havanın mutlak nemi "w_{RA}" seviyesine çıkarılacaktır.
- Bu işlem için hava yıkayıcısı kullanılacaktır. Havanın içine su püskürtülme ile neminin artırılması işlemi adyabatik bir işlemdir, sabit entalpide cereyan eder. Buharlaşan su gerekli buharlaşma enerjisini havadan alacak ve bunun neticesi bir soğuma meydana gelecektir.
- Evaporatif işlem neticesi havanın soğumasını karşılayabilmek, aynı zamanda mahal ısı ihtiyacını karşılayabilmek için ikinci bir ısıtıcıya gerek vardır. Bu nedenle klima santralinde "ön ısıtıcı" ve "son ısıtıcı" olarak adlandırılan iki ısıtıcı batarya bulunacaktır.

"OA-1" prosesi dış havanın ön ısıtıcıda ısıtılması işlemidir. "1-2" prosesi ise havanın içine su püskürtülmesi neticesi mutlak neminin artırılması işlemidir. "2-SA" prosesi ise havanın tekrar ısıtılması işlemidir. Bu işlem hem evaporatif soğumayı karşılamakta, hem de mahal ısı kaybı için gerekli enerjiyi üfleme havasına ilave etmektedir.

Şimdi ön ısıtıcı ve son ısıtıcı büyüklüklerini belirleyelim.

$$c_p = \text{Havanın özgül ısısı} \dots\dots\dots 1.041 \text{ kJ/kg}$$
$$\gamma = \text{Havanın özgül hacmi (ortalama)} \dots\dots\dots 0.800 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_{OA} = -7.2585 \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (\text{bkz. Psikrometri-I, sayfa 132, 8-Tablo ve diyagramlar})$$
$$h_1 = 29.80 \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (\text{Yukarıdaki psikrometrik diyagramdan})$$
$$h_2 = 29.80 \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (\text{Yukarıdaki psikrometrik diyagramdan})$$
$$h_{SA} = 46.70 \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (\text{Yukarıdaki psikrometrik diyagramdan})$$

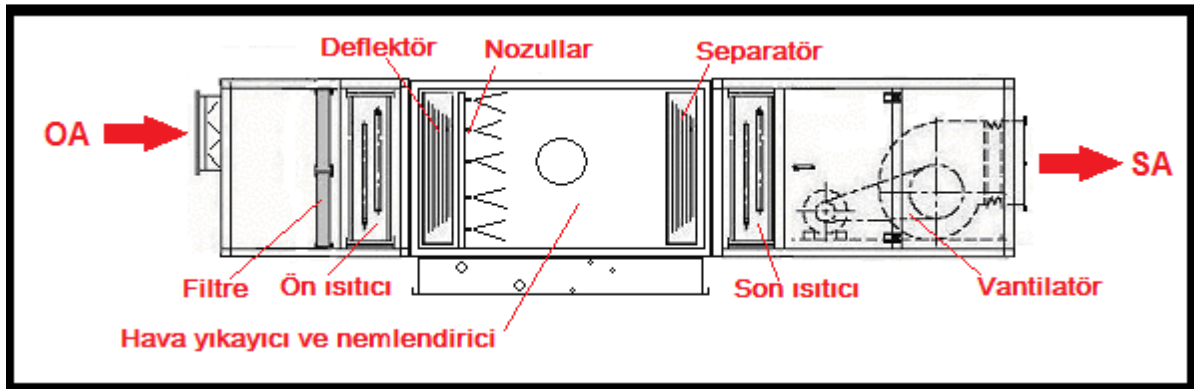
Ön ısıtıcı büyüklüğü:

$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = V \times (1/\gamma) \times (h_1 - h_{OA})$$
$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = 9600 \times (1/0.800) \times (29.80 + 7.2585)$$
$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = 444\,702 \text{ kJ/saat}$$
$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = 123,50 \text{ kW}$$

Son ısıtıcı büyüklüğü:

$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = V \times (1/\gamma) \times (h_2 - h_{OA})$$
$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = 9600 \times (1/0.800) \times (46.70 - 29.80)$$
$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = 202\,800 \text{ kJ/saat}$$
$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = 56.32 \text{ kW}$$

Nemlendirici için bir hesaba gerek yoktur. Hava yıkayıcı sistemlerde genel tatbikat 1 m³/saat hava için 0.8 ila 1 lt/saat suyun püskürtülmesi tarzındadır. Nozul basıncı da seçilen nozul tipine bağlı olup genelde 15mSS ila 30mSS arasındadır. Dolgu tipi nemlendirici (matt type humidifier) kullanılacaksa üretici firma değerleri esas alınmalıdır. Klima santralının şematik çizimi aşağıdadır.



Şekilde görülen “deflektör” havaya yön verici görevini yerine getirmektedir. “Separatör” ise havaya karışmamış su damlacıklarının sürüklenmesine mani olmaktadır.

1.4. KARIŞIM HAVALI KLİMA SANTRALI, ISITMA VE HAVA YIKAYICI İLE NEMLENDİRME

Problem: Toplam hacmi 1200 m³ olan bir mahallin ısı kaybı 26 kw'tır. Bu mahallin havasının saatte 8 defa değiştirilmesi ve %50 harici hava kullanılması istenmektedir. Dış hava kış dizayn şartları -10°C, %70 rH, mahal şartları ise 20°C, %50 rH'tır. Klima santralında hava yıkayıcı ile nemlendirme yapıp, üfleme havasının mutlak neminin oda şartlarına çıkarılması istenmektedir. Klima santralındaki psikrometrik prosesi çizin ve klima santralının tasarımını yapın.

$$1 \text{ kJ} = 0.238846 \text{ kCal}$$

$$1 \text{ Watt} = 0.86 \text{ kCal/h}$$

Mahal için gerekli hava debisi ise: $V=8 \times 1200 = 9600 \text{ m}^3/\text{saat}$ bulunur.

Mahal sıcaklığı 20°C ve hava debisi 9600 m³/saat olduğuna göre, mahal ısı kaybını karşılamak için gerekli üfleme sıcaklığını bulalım.

$$Q_{\text{mahal}} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{SA} - t_{RA})$$

$$c_p = \text{Havanın özgül ısısı} \dots\dots\dots 1.041 \text{ kJ/kg}$$

$$\gamma = \text{Havanın özgül hacmi (ortalama)} \dots\dots\dots 0.800 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Değerleri yerine koyduğumuzda, daha önceki problem çözümlerinde olduğu gibi:

$$93617 = 9600 \times 1.041 \times (1/0.800) \times (t_{SA} - 20)$$

$t_{SA} = 27.49^\circ\text{C} \approx 28^\circ\text{C}$ bulunur. Bu sıcaklık psikrometrik diyagramda "SA" olarak gösterilmektedir.

%50 dış hava ile %50 dönüş havasının karışım konumu OA-RA proses hattının tam ortasında olup aşağıdaki değerlere sahiptir.

$$t_{Ka} = +5^\circ\text{CKT}$$

$$h_{Ka} = 15.6 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{Ka} = 4.2 \text{ gr/kg}_{da}$$

Mahal şartları (RA) :

$$t_{RA} = +20^\circ\text{CKT}$$

$$h_{RA} = 38.8.0 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{RA} = 7.3 \text{ gr/kg}_{da} (= \%50 \text{ rH})$$

Dış hava şartları (OA):

$$t_{OA} = -10^\circ\text{CKT}$$

$$h_{OA} = -7.2585 \text{ kJ/kg}$$

Daha önceden belirlenen üfleme havası (SA) şartları:

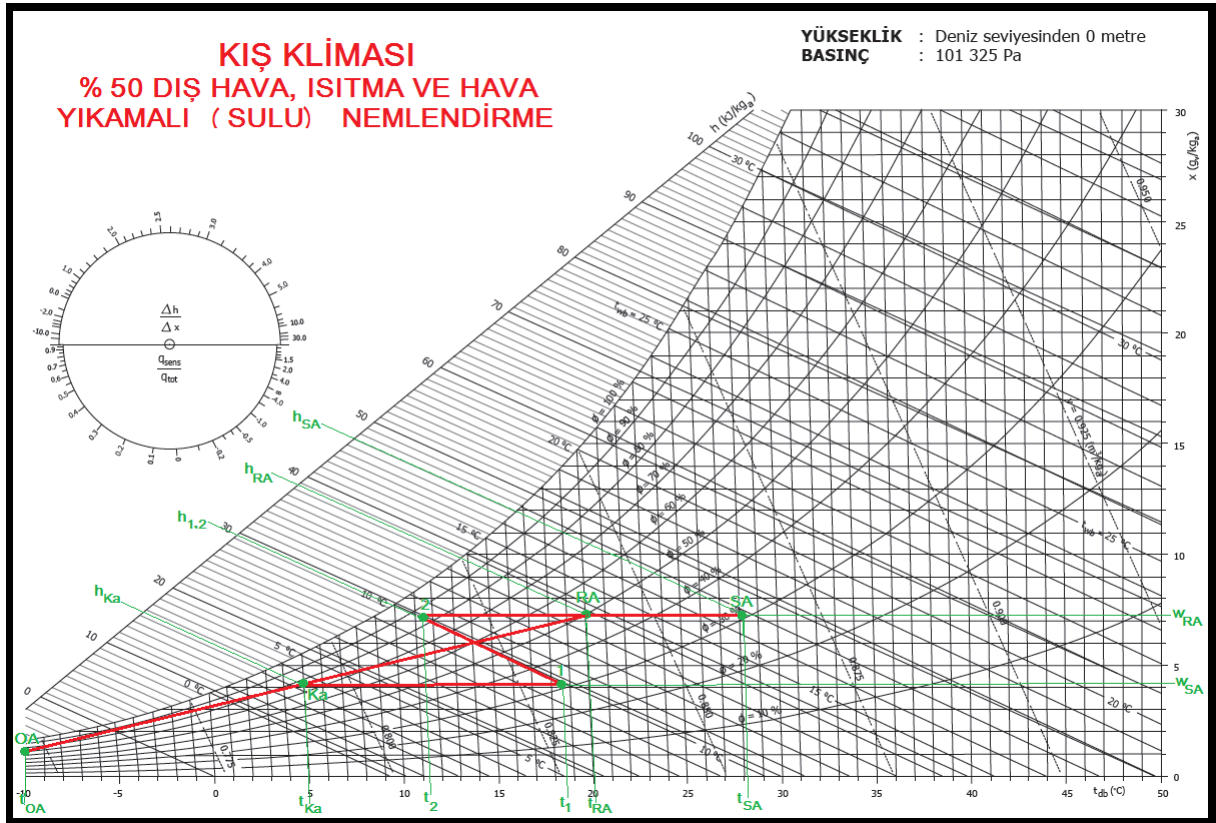
$$t_{SA} = +28^{\circ}\text{CKT}$$
$$h_{SA} = 47.0 \text{ kJ/kg}$$
$$w_{SA} = 7.3 \text{ gr/kg}_{da}$$

Ön ısıtıcı batarya çıkışı "1" konumunun değerleri:

$$t_1 = +18.6^{\circ}\text{CKT}$$
$$h_1 = 29.5 \text{ kJ/kg}$$
$$w_1 = 4.2 \text{ gr/kg}_{da}$$

Hava yıkayıcı çıkışı "2" değerleri:

$$t_2 = +11.3^{\circ}\text{CKT}$$
$$h_2 = 29.5 \text{ kJ/kg}$$
$$w_2 = 7.3 \text{ gr/kg}_{da}$$



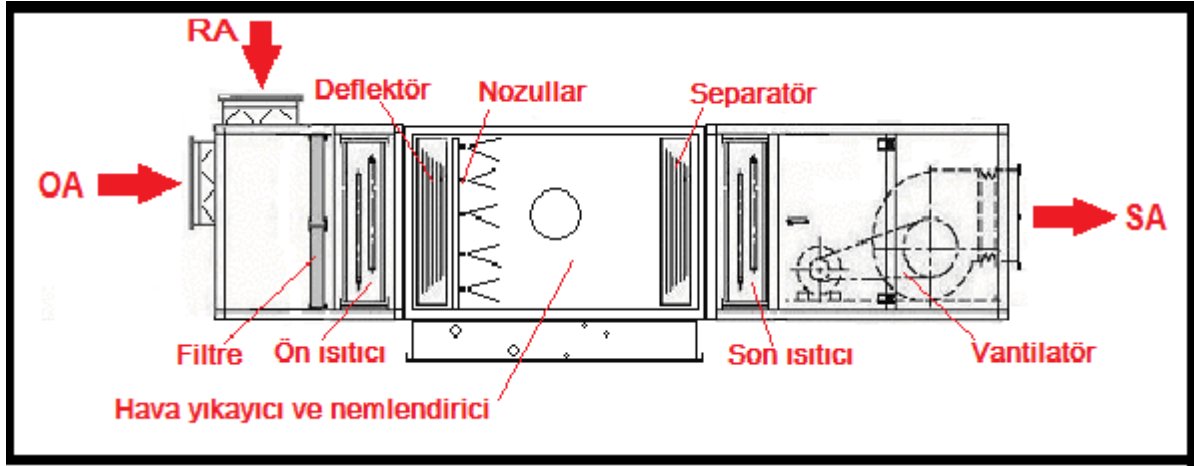
Psikrometrik proses bir önceki, %100 dış havalı sistemin benzeridir. Ön ısıtıcı batarya kapasitesi:

$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = V \times (1/\gamma) \times (h_1 - h_{KA})$$
$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = 9600 \times (1/0.800) \times (29.50 + 15.60)$$
$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = 166\,800 \text{ kJ/saat}$$
$$Q_{\text{ön ısıtıcı}} = 46.33 \text{ kW}$$

Son ısıtıcı kapasitesi:

$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = V \times (1/\gamma) \times (h_{\text{SA}} - h_2)$$
$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = 9600 \times (1/0.800) \times (47.00 - 29.50)$$
$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = 210\,000 \text{ kJ/saat}$$
$$Q_{\text{son ısıtıcı}} = 58.32 \text{ kW}$$

Son ısıtıcı batarya kapasitesinin 26 kW'ı mahal ısı kayıplarını karşılamak, bakiye ise hava yıkayıcıda evaporatif olarak soğuyan havanın mahal kuru termometre sıcaklığına kadar ısıtılması için gerekli olan ısı miktarıdır.



1.5. %100 DIŞ HAVALI KLİMA SANTRALI, ISITMA VE BUHARLI NEMLENDİRİCİ İLE NEMLENDİRME

Buharlı nemlendirmenin sağladığı en büyük avantaj klima santralının boyunun kısılması ve daha az yer işgal etmesidir. Buharlı nemlendiricilerin buhar püskürtme problemleri santral gövdesi içine yerleştirilebileceği gibi üfleme kanalına da yerleştirilebilir.

Buharlı nemlendirmenin diğer bir üstünlüğü de hassas bir oransal kontrol yapabilme olanağıdır. Hava yıkayıcı nemlendirmede çok zor olan bu uygulama, iki yönlü bir oransal vana ve oransal bir higrostat ile (veya DDC/BMS uygulaması varsa bir bağımlı nem hissedici ile) kolaylıkla gerçekleştirilebilir.

Atık buharın mevcut olduğu, büyük lokanta, hastane, otel ve benzeri tesislerde de son derece ekonomik çözümler getirir.

Burada da, devamlılık açısından, 1.3. numaralı konuda ele aldığımız mahallin kış iklimini bu sefer buharlı nemlendirici ile yapacağız.

Problem: Toplam hacmi 1200 m³ olan bir mahallin ısı kaybı 26 kW'tır. Bu mahallin havasının saatte 8 defa değiştirilmesi ve %100 harici hava kullanılması istenmektedir. Dış hava kış dizayn şartları -10°C_{KT}, %70 rH, mahal şartları ise 20°C_{KT}, %50 rH'tir. Klima santralında havanın nemlendirilmesinin buharlı nemlendirici ile yapılıp, üfleme havasının mutlak neminin

oda şartlarına çıkarılması istenmektedir. Klima santralindeki psikrometrik prosesi çizin ve klima santralının tasarımını yapın.

$$1 \text{ kJ} = 0.238846 \text{ kCal}$$

$$1 \text{ Watt} = 0.86 \text{ kCal/h} \quad \text{dolayısıyla}$$

$$1 \text{ Watt} = 0.86/0.238846 = 3.60065 \text{ kJ} \quad ; \quad 1\text{kW} = 3600.65\text{kJ}$$

Bu durumda yeni "SI" birimlerine göre mahallin ısı yükü:

$$26 \text{ kW} \times 3600.65 = 93617 \text{ kJ/saat'tir.}$$

Mahal için gerekli hava debisi ise:

$$V = 8 \times 1200 = 9600 \text{ m}^3/\text{saat bulunur.}$$

Mahal sıcaklığı 20°C ve hava debisi 9600 m³/saat olduğuna göre, mahal ısı kaybını karşılamak için gerekli üfleme sıcaklığını bulalım.

$$Q_{\text{mahal}} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{\text{SA}} - t_{\text{RA}})$$

$$c_p = \text{Havanın özgül ısısı} \dots\dots\dots 1.041 \text{ kJ/kg}$$

$$\gamma = \text{Havanın özgül hacmi (ortalama)} \dots\dots\dots 0.800 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Değerleri yerine koyduğumuzda, daha önceki problem çözümlerinde olduğu gibi:

$$93617 = 9600 \times 1.041 \times (1/0.800) \times (t_{\text{SA}} - 20)$$

$t_{\text{SA}} = 27.49^\circ\text{C} \approx 28^\circ\text{C}$ bulunur. Bu sıcaklık psikrometrik diyagramda "SA" olarak gösterilmektedir. Bu nedenle -10°CKT sıcaklığındaki dış hava +28°CKT sıcaklığına kadar ısıtılacaktır.

Bu duruma göre:

$$Q = V \times (1/\gamma) \times (h_1 - h_{\text{OA}})$$

$$Q = 9600 \times (1/0.800) \times (31.60 + 7.2585)$$

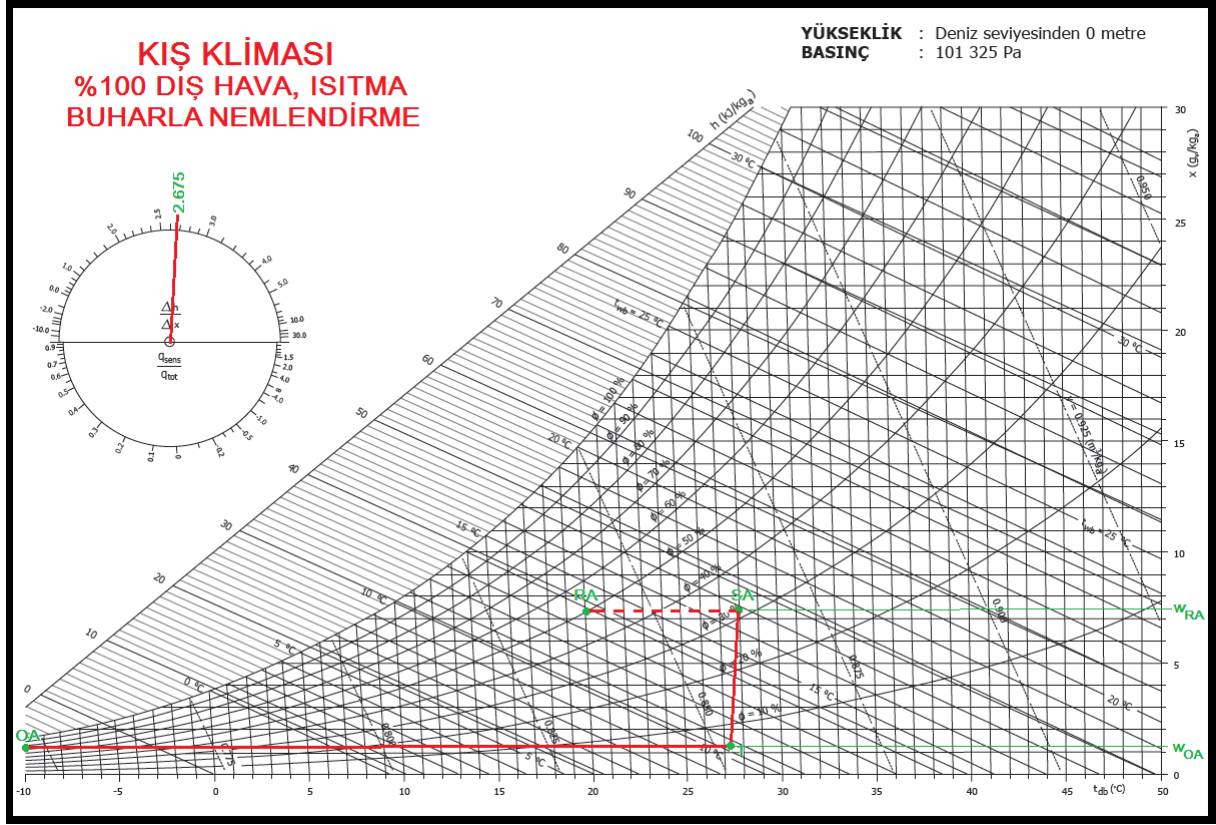
$$Q = 466 \text{ 302 kJ/saat}$$

$$Q = 466 \text{ 302} / 3600.65 = 129.50 \text{ Kw}$$

$$(h_{\text{SA}} = 31.60 \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (\text{psikrometrik diyagramdan}))$$

Buhar ile nemlendirme izotermik bir proses olarak tanımlanır. Havaya doğrudan buhar ilave ettiğimiz için yalnız havanın mutlak nem oranı artmakta, sıcaklığın sabit kaldığı kabul edilmektedir. Örneğin buharın sıcaklığı ile buhar üflenen havanın kuru termometre sıcaklıkları birbirine eşit olması durumunda bu varsayım doğrudur. Ancak hakikatte bu proses psikrometrik diyagramda hafif sağa yatan bir doğru tarzında oluşur. Çünkü üflenen buharın sıcaklığı havanın kuru termometre sıcaklığından çok yüksektir. Bu nedenle havayı nemlendirmeye ilaveten az da olsa havayı bir miktar ısıtmış olur.

Aşağıdaki psikrometrik diyagramda bu prosesi görmekteyiz. Burada psikrometrik diyagramda bulunan yeni bir şema ile karşılaşyoruz. Dairesel olan bu şema “Psikrometri-I” kitabımızda detaylı bir biçimde anlatılmıştı. Ancak kısaca tekrarında fayda görüyoruz.



Bu daire ortadan ikiye bölünmüş olup alt kısmı duyulur ısı oranını “q_{sens}/q_{tot}” vermektedir. Üst kısmı ise “Δh/Δw” değeridir. Bu değer bir gram buharın entalpik değerine eşit olup bize buharlı nemlendiricilerde proses hattının eğimini belirler.

Jeneratör tipi buharlı nemlendiricilerde jeneratör buhar çıkış sıcaklığı 102 ila 103°C civarındadır. Ancak boru şebekesi içinde soğuma olabilmesi ihtimali dikkate alınarak buhar üfleme sıcaklığı 100°C kabul edilebilir. 100°C buharın entalpisi “h_{g-100}” 2675.57 kJ/kg’dır (bkz, Psikrometri-I, sayfa-26, Tablo-2).

$$h_{g-100} = 2675.57 \text{ kJ/kg} = 2.67557 \text{ kJ/gr.}$$

Biz de üst yarı dairede 2.67557 noktasını bulup bu noktası dairenin merkeziyle birleştiririz. Bu bizim nemlendirme proses hattımızın eğimidir. Bu hattı “SA” noktasına taşıyıp, “OA-1” ısıtma proses hattıyla kesiştiriz. “1” noktasının kuru termometre sıcaklığı 28°C değil, aslında 27.3°C’dir. Bu değeri dikkate alarak ısıtıcı batarya kapasitesini yenileyebiliriz.

$$Q = V \times (1/\gamma) \times (h_2 - h_{OA})$$

$$Q = 9600 \times (1/0.800) \times (30.50 + 7.2585)$$

$$Q = 453 \text{ 102 kJ/saat}$$

$$Q = 453 \text{ 102} / 3600.65 = 125.84 \text{ Kw bulunur.}$$

Buharlı nemlendiricinin kapasite de aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$W_{OA} = 1.2 \text{ gr/kg}_{da}$$

$$W_{RA} = 7.4 \text{ gr/kg}_{da}$$

$$\rho = 0.850 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (ortalama değer)}$$

$$M_{buhar} = V \times (1/\rho) \times (W_{RA} - W_{OA})$$

$$M_{buhar} = 9600 \times (1/0.850) \times (7.4 - 1.2)$$

$$M_{buhar} = 70 \text{ 023.53 gr/saat} = 70 \text{ kg/saat}$$

Bu sistem için gerekli olan buhar jeneratörünün kapasitesi 70 kg/saat olmalıdır.

Jeneratörün elektrik sarfiyatını hesaplayalım (%100 adyabatik olduğu kabulüyle)

$$h_{f-15} = 62.98 \text{ kJ/kg} \text{(suyun } 15^\circ\text{C'ta jeneratöre geldiği varsayımıyla)}$$

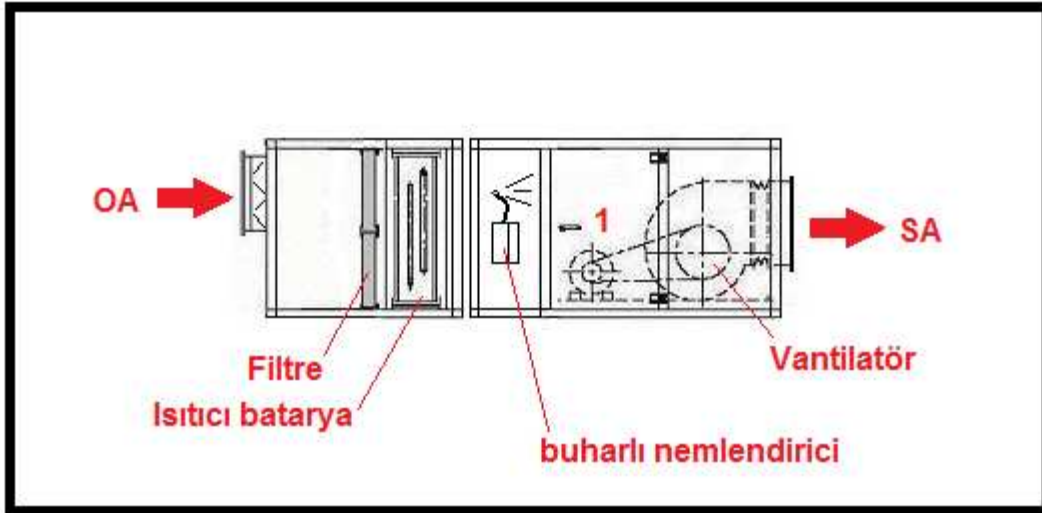
$$h_{g-103} = 2680.28 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = M \times (h_{g-103} - h_{f-15})$$

$$Q = 70 \times (2680.28 - 62.98)$$

$$Q = 183 \text{ 211 kJ/saat} = 50.88 \text{ kW}$$

Buharlı nemlendirici bünyesinde olan %100 dış havalı klima santrali şematik olarak aşağıdadır.



1.6. KARIŞIM HAVALI KLİMA SANTRALI, ISITMA VE BUHARLI NEMLENDİRİCİ İLE NEMLENDİRME

Problem: Toplam hacmi 1200 m^3 olan bir mahallin ısı kaybı 26 kw 'tır. Bu mahallin havasının saatte 8 defa değiştirilmesi ve %30 harici hava kullanılması istenmektedir. Dış hava kış dizayn şartları -10°CKT , %70 rH, mahal şartları ise 20°CKT , %50 rH'tır. Klima santralında havanın nemlendirilmesinin buharlı nemlendirici ile yapılıp, üfleme havasının mutlak neminin

oda şartlarına çıkarılması istenmektedir. Klima santralindeki psikrometrik prosesi çizin ve klima santralının tasarımını yapın.

Önceki problemlerde sunduğumuz değişim çarpanlarını, mahal ısı yükünü belirleyelim.

$$1 \text{ kJ} = 0.238846 \text{ kCal}$$

$$1 \text{ Watt} = 0.86 \text{ kCal/h} \quad \text{dolayısıyla}$$

$$1 \text{ Watt} = 0.86/0.238846 = 3.60065 \text{ kJ} \quad ; \quad 1\text{kW} = 3600.65\text{kJ}$$

Bu durumda yeni "SI" birimlerine göre mahallin ısı yükü:

$$26 \text{ kW} \times 3600.65 = 93617 \text{ kJ/saat'tir.}$$

Mahal için gerekli hava debisi :

$$V = 8 \times 1200 = 9600 \text{ m}^3/\text{saat olduğuna göre,}$$

Mahal ısı kaybını karşılamak için gerekli üfleme sıcaklığını bulalım.

$$Q_{\text{mahal}} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{\text{SA}} - t_{\text{RA}})$$

$$c_p = \text{Havanın özgül ısısı} \dots\dots\dots 1.041 \text{ kJ/kg}$$

$$\gamma = \text{Havanın özgül hacmi (ortalama)} \dots\dots\dots 0.800 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Değerleri yerine koyduğumuzda, daha önceki problem çözümlerinde olduğu gibi:

$$93617 = 9600 \times 1.041 \times (1/0.800) \times (t_{\text{SA}} - 20)$$

$t_{\text{SA}} = 27.49^\circ\text{C} \approx 28^\circ\text{C}$ bulunur. Bu sıcaklık psikrometrik diyagramda "SA" olarak gösterilmektedir.

Buradaki çözüm bir önceki, %100 dış havalı çözüme benzemektedir. Ancak bu uygulamada %30 dış hava kullanılmaktadır. Bu nedenle OA-RA proses hattı üzerinde %30 karışım noktası belirlenir. "Ka" olarak adlandırdığımız bu noktadan sabit mutlak nem oranında, yatay bir hat çizilir. Bu bizim ısıtma proses eğrimiz olacaktır.

Diğer yatay bir bir hat ta kesik çizgi halinde "RA" noktasından çizilir. Bu hat üzerindeki $28^\circ\text{C}_{\text{KT}}$ noktası bizim klimatize üfleme havası konumu "SA"dır. " $\Delta h / \Delta x$ " çemberi üzerindeki 2.675 değeri ile daire merkezini birleştiren hattı paralel olarak "SA" noktasına taşıyıp uzatır ve "OA"dan gelen yatay hatla kesişmesini sağlarız. Bu bizim "1" konumumuz olup ısıtıcı batarya çıkış şartıdır. 1.6. sayılı konuda anlattığımız gibi buharla nemlendirme hattı tam bir isotermik hat değildir, üflenen buharın sıcaklığına göre belirlenir.

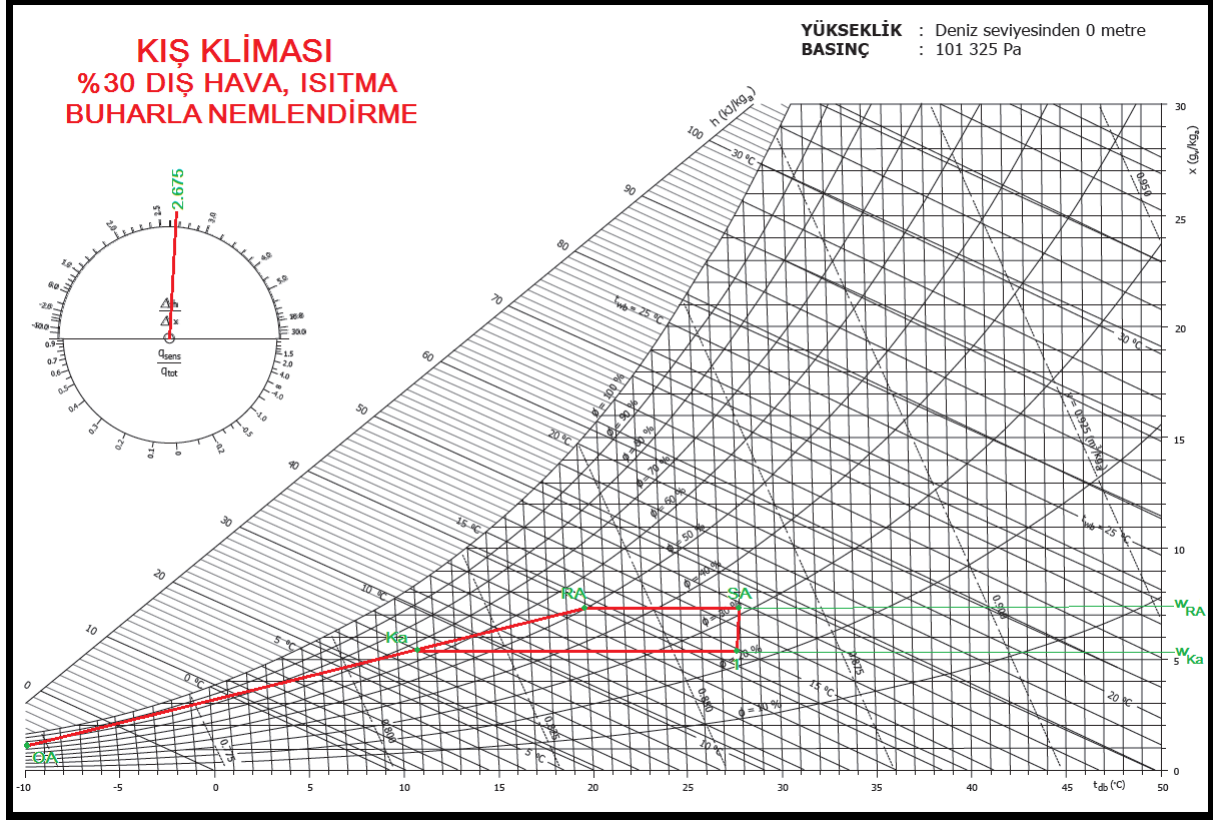
Bu duruma göre:

$$Q = V \times (1/\gamma) \times (h_1 - h_{\text{Ka}})$$

$$(h_1 = 42.00 \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (\text{psikrometrik diyagramdan}))$$

$$(h_{\text{Ka}} = 25.00 \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (\text{psikrometrik diyagramdan}))$$

$$Q=9600 \times (1/0.800) \times (42.00 + 25.00)$$
$$Q= 204\ 000 \text{ kJ/saat}$$
$$Q= 204\ 000 /3600.65= 56.66 \text{ Kw}$$



Buharlı nemlendirici kapasitesi:

$$W_{Ka} = 5.3 \text{ gr/kg}_{da}$$
$$W_{RA} = 7.4 \text{ gr/kg}_{da}$$
$$\gamma = 0.850 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (ortalama değer)}$$

$$M_{buhar} = V \times (1/\gamma) \times (W_{RA} - W_{Ka})$$
$$M_{buhar} = 9600 \times (1/0.850) \times (7.4 - 5.3)$$
$$M_{buhar} = 23\ 717.65 \text{ gr/saat} = 24 \text{ kg/saat}$$

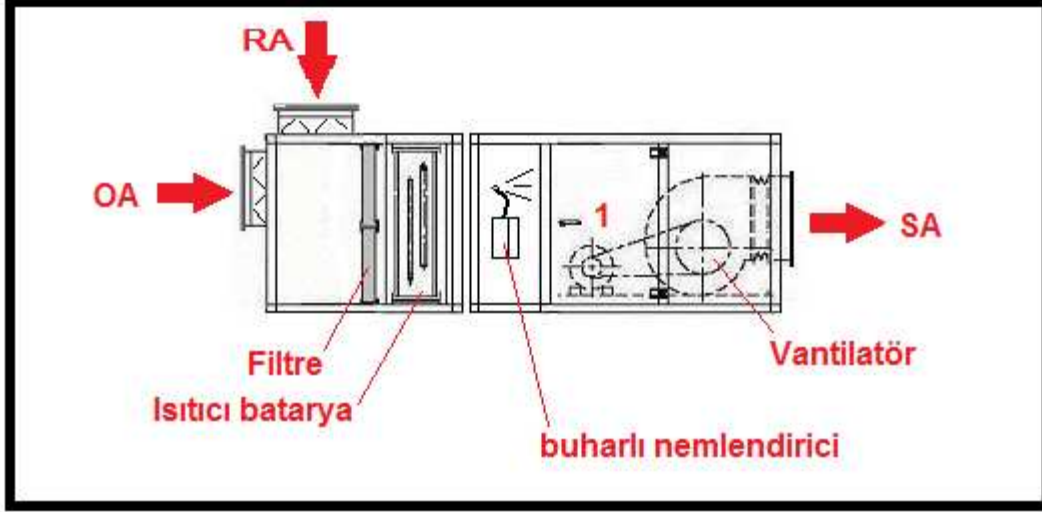
Bu sistem için gerekli olan buhar jeneratörünün kapasitesi 24 kg/saat olmalıdır.

Jeneratörün elektrik sarfiyatını hesaplayalım (%100 adyabatik olduğu kabulüyle)

$$h_{f-15} = 62.98 \text{ kJ/kg} \text{(suyun } 15^\circ\text{C'ta jeneratöre geldiği varsayımıyla)}$$
$$h_{g-103} = 2680.28 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = M \times (h_{g-103} - h_{f-15})$$
$$Q = 24 \times (2680.28 - 62.98)$$
$$Q = 62\ 815 \text{ kJ/saat} = 17.45 \text{ kW bulunur.}$$

Karışım havalı, buharlı nemlendiricili, yalnız ısıtma bataryalı klima santralının çizimi aşağıda görülmektedir.

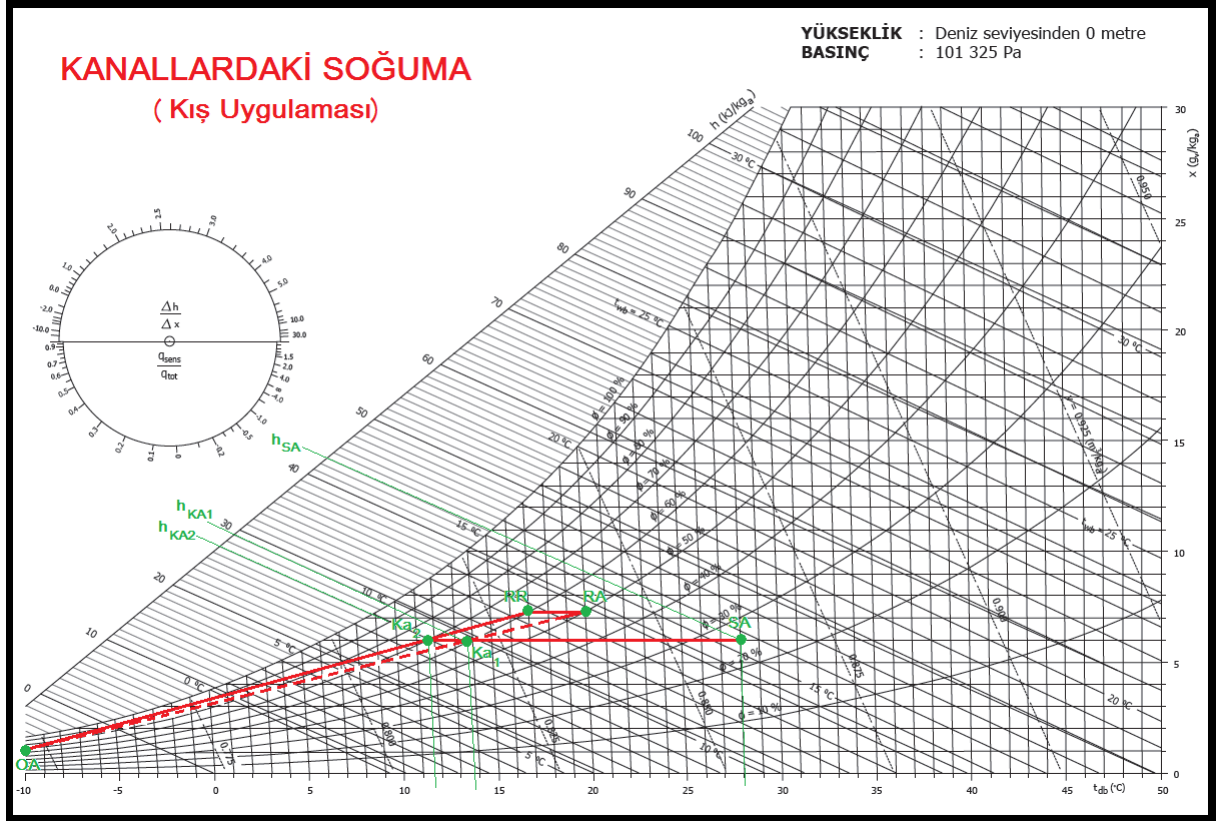


1.7. DÖNÜŞ KANALINDAKİ SOĞUMANIN İNCELENMESİ

Şu ana kadar yaptığımız tüm uygulamalarda dönüş havası kuru termometre sıcaklığını oda sıcaklığına eşit olarak kabul ettik. Ancak hakikatte bu durum biraz farklıdır. Eğer dönüş havası kanalları ısıtılmamış (klimatize edilmemiş) mahallerden geçiyorsa kış uygulamasında belirli bir oranda ısı kaybına uğrayacak, bunun neticesi olarak ta dönüş havası kuru termometre sıcaklığında belirgin bir düşme olacaktır. Eğer dönüş havası kanalları izole edilmemişse bu sıcaklık düşüşü çok daha belirgin ve daha büyük değerlerde olacaktır. Bu husus ısıtıcı batarya büyüklüğü belirlenirken dikkate alınması gereken bir husustur.

Dönüş havasındaki soğumayı hesap yoluyla bulmak mümkündür. Bunun için öncelikle ısıtılmamış mahallerin sıcaklıklarının bilinmesi veya hesaplanması gerekir. Hesaplanması gereken ikinci bir husus ta dönüş havası kanalının toplam satıh alanıdır. Kanal ısı iletim katsayısı bilindiğine veya kolaylıkla hesaplanabileceğine göre ısı kaybı ve bunun neticesi dönüş havasındaki soğuma hesap yoluyla bulunabilir. Ancak bu hesap yöntemi ile elde edilecek sonuç yaklaşık bir değer olacağından soğuma kabul edilebilir. Soğuma ve sıcaklık düşümü dış hava sıcaklığına da son derece bağlıdır. Ancak bu düşüm izoleli kanallarda sıcaklık düşümü 1°C ila 2°C, izolesiz kanallarda da 2°C ila 4°C kabul edilebilir.

%100 dış hava ile çalışan, ısı geri kazanımsız sistemlerde bu soğumanın hiçbir önemi yoktur. Çünkü havanın tamamı egzost edilmektedir. Ancak düşük dış hava oranıyla çalışan, örneğin %50'nin altında dış hava oranına sahip uygulamalarda karşımıza küçümsenmeyecek değerler çıkar. Bu durumu psikrometrik diyagramda inceleyelim. Önceki örneklerde olduğu gibi -10°C_{KT}, %70 rH dış hava, 20°C_{KT}, %50 rH mahal şartlarında, %20 dış hava oranıyla çalışan bir klima santralını ele alalım. Dönüş havası kanallarının izolesiz olması nedeniyle dönüş havasında 3°C soğuma olduğunu, daha önceki örneklerimizde olduğu gibi üfleme havası sıcaklığının da 28°C_{KT} olduğunu kabul edelim. Hava debimiz 9600 m³/saat'tir.



Yukarıdaki psikrometrik diyagramda “RA” mahal şartlarını, “RR” dönüş havasının klima santraline giriş şartlarını, “RA-RR” proses hattı da dönüş kanalındaki soğumayı göstermektedir. Bu soğumanın neticesi karışım noktası “Ka₂” olarak belirlenmektedir. Halbuki dönüş hava kanalında hiç ısı kaybı olmasaydı karışım noktası “Ka₁” olacaktı. Bu nedenle klima santrali ısıtıcı batarya büyüklüğü belirlenirken “Ka₂-Ka₁” hattı kadar ilave ısıya ihtiyaç duyulacaktır.

Her iki durum için klima santrali ısıtıcı batarya büyüklüğünü belirleyelim.

$$Q_1 = V \times (1/\gamma) \times (h_{SA} - h_{Ka1})$$

$$Q_2 = V \times (1/\gamma) \times (h_{SA} - h_{Ka2})$$

Bu denklemlerde:

Q₁ : Dönüş hava kanalında soğuma olmaksızın ısıtma yükü

Q₂ : Dönüş hava kanalındaki soğuma dikkate alınarak ısıtma yükü

$$h_{Ka1} = 29.00 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{Ka2} = 27.00 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{SA} = 43.00 \text{ kJ/kg}$$

$$\gamma = 0.825 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Q_1 = V \times (1/\gamma) \times (h_{SA} - h_{Ka1})$$

$$Q_1 = 9600 \times (1/0.825) \times (43.00 - 29.00)$$

$$Q_1 = 162\,909 \text{ kJ/saat} = 45.25 \text{ Kw}$$

$$Q_2 = V \times (1/\gamma) \times (h_{SA} - h_{Ka2})$$
$$Q_2 = 9600 \times (1/0.825) \times (43.00 - 27.00)$$
$$Q_2 = 186\,182 \text{ kJ/saat} = 51.71 \text{ kW}$$

Kanaldaki soğuma neticesi 51.71-45.25=6.46 kW daha fazla ısıtmaya ihtiyaç bulunmaktadır.

1.8. ISI GERİ KAZANIM ELEMANLARININ TANIMI

Isı geri kazanım sistemleri “Psikrometri-I” isimli kitabımızda detaylı bir şekilde incelenmişti. Ancak burada kısa bir tanımının yapılmasının faydalı olacağı düşüncesiyle konuyu özet olarak tekrarlıyoruz. Reküperatör, veya Türkçe tabiriyle ısı değiştirgeçlerinin kullanıldığı ısı geri kazanım işlemlerini dört ana grupta toplayabiliriz.

- Çift serpantinli ısı geri kazanım sistemleri
- Isı borulu ısı geri kazanım sistemleri
- Plakalı eşanjörlü ısı geri kazanım sistemleri
- Döner tamburlu ısı geri kazanım sistemleri

Klima santrallerinin tasarımı açısından her dört uygulama birbirinden farklılık gösterse de psikrometrik açıdan birbirinin aynıdır. Temel farklılık ısı geri kazanım ünitelerinin ısı geri kazanımı gerçekleştirmede gösterdikleri farklılıktır. Bu açıdan ısı geri kazanım elemanlarını iki ana kategoride toplayabiliriz.

- Yalnız duyulur ısı bazında ısı geri kazanımı gerçekleştirenler
- Entalpi bazında (toplam enerji) bazında ısı geri kazanımı gerçekleştirenler

Diğer bir sınıflandırma da ısı transfer tarzına göredir.

- Direkt ısı transferi ile geri kazanım sağlayanlar
- Üçüncü bir transfer elemanı (hidronik) kullananlar.

Çift serpantinli ısı geri kazanım sistemleri ile ısı borusu geri kazanım sistemleri ısı transferi için hidronik eleman kullanırlar. Bu eleman çift serpantinli sistemlerde su veya su-etilen glikol karışımıdır. Verimi düşük olan (%40 civarı) ve salt duyulur ısı bazında ısı geri kazanımı sağlayan bu sistemin en büyük avantajı vantilasyon ve aspirasyon ünitelerinin aynı mahalde bulunmaları mecburiyetinin olmamasıdır. Örneğin egzost ünitesi çatıda, klima santrali ise bodrum katta olabilir. Transfer boru donanımı ve sirkülasyon pompası vasıtasıyla gerçekleştirilir.

Isı borusunda ise direkt genişlemeye müsait soğutucu akışkandır; en geniş kullanımı olan R-134’dür. Pomapaya gerek göstermeyen, soğutucu akışkanın dansitesinde buharlaşmaya bağlı olarak meydana gelen değişiklikler nedeni sirkülasyonu kendi içinde sağlar. Verim olarak çift serpantinli sistemlere benzerlik gösterirler.

Plakalı eşanjörlerde metal veya LiBr solüsyonu emdirilmiş selülozik elemanlar egzost ve dış hava arasındaki bölmeyi oluşturur, bu bölme üzerinden ısı iletimi sağlanır. Bu nedenle plakalı ısı geri kazanım eşanjörleri kararlı rejim çalışması olarak kabul edilirler. Plakaları alüminyum veya benzeri metallere oluşan eşanjörler salt duyulur ısı transferi yapar ve (°C) bazında ısı geri kazanımı sağlar. Selüloz, örneğin LiBr veya benzeri sıvı emdirilmiş kağıt elemanları olanlar duyulur ve gizli ısı transferi yaparlar. Bu eşanjörlere entalpi bazlı ısı geri kazanım eşanjörleri tabir edilir. Plakalı eşanjörlerin verimleri tasarımına bağlı olarak %40 ila %85 arası değişmektedir. Bir plakalı eşanjör aşağıda görülmektedir.

Döner tamburlu eşanjörler salt metal veya satıh kaplamalı metal dolgu malzemesine sahiptirler. Buldukları klima santralleri içinde 80 ila 100 d/dak hızla dönerler. Dönme işlemi küçük bir elektrik motoru vasıtasıyla gerçekleştirilir. Egzost havası tarafındaki tekerleğin yarısı egzost havasının sıcaklığı nedeniyle ısınır ve dönme hareketi neticesi bu havayı soğuk olan dış havaya taşır (yaz aylarında bu işlemin tersi olur). Bu nedenle döner tamburlu ısı geri kazanım eşanjörlerinin çalışma tarzı kararsız rejim olarak kabul edilir. Döner tamburlu eşanjörler üç değişik şekilde imal edilmektedirler:

- 1. Salt metal (alüminyum) dolgu malzemeli olanlar :** Bu modeller yalnız duyulur ısı transferinde kullanılırlar. Dönme işlemi neticesi cüzi bir miktar nemli havayı da sürükleseler gizli ısı transferi açısından bu husus kabili ihmaldir. Oldukça yüksek duyulur ısı geri kazanım verimine sahiptirler ((%70 ve üzeri).
- 2. Satıhları oksitlenmiş alüminyum dolgu malzemeli olanlar:** Bu modellere entalpi tekerleği de tabir edilir. Alüminyum dolgu malzemeleri özel banyolarda oksitlendirilip belirli bir mikron kalınlığında oksit tabakasına sahip olurlar. Bu eşanjörlerin yüksek duyulur ısı geri kazanım verimlerine (%70 ve üzeri) karşılık gizli ısı geri kazanım verimleri oldukça düşüktür (%40 civarı).
- 3. Dolgu malzemesinin satıhları silika jel kaplı olanlar:** Bu modellere absorpsiyon tekerleği de denir. Alüminyum dolgu malzemelerinin satıhı özel işlemlerle pulverize silika jel ile kaplanmıştır. Yüksek duyulur ve gizli ısı geri kazanım verimlerine sahiptirler (%70 ve üzeri).

Bu konu ile ilgili detaylı bilgi "Psikrometri-I" kitabında bulunabilir.

1.9. %100 DIŞ HAVALI, DUYULUR ISI GERİ KAZANIMLI, YALNIZ ISITMALI KLİMA SANTRALI.

Problem: Toplam hacmi 1200 m³ olan bir mahallin ısı kaybı 26 kw'tır. Bu mahallin havasının saatte 8 defa değiştirilmesi ve %100 harici hava kullanılması istenmektedir. Dış hava kış dizayn şartları -3°C_{KT}, %70 rH, mahal şartları ise 20°C_{KT}, %40 rH'tir. Klima santralında duyulur ısı bazında %55 verimli plakalı ısı geri kazanım eşanjörü kullanılacaktır. Psikrometrik prosesi çizin ve klima santralının tasarımını yapın.

$$1kW = 3600.65kJ$$

Bu durumda yeni "SI" birimlerine göre mahallin ısı yükü:

$$26 \times 3600.65 = 93617 \text{ kJ/saat'tir.}$$

Klima santralının hava debisi : $V=1200 \text{ m}^3 \times 8 \text{ defa/saat}=9600 \text{ m}^3/\text{saat}$ 'tir.

Mahal ısı kaybını karşılamak için gerekli olan üfleme sıcaklığı da, daha önceki örneklerimizde olduğu gibi:

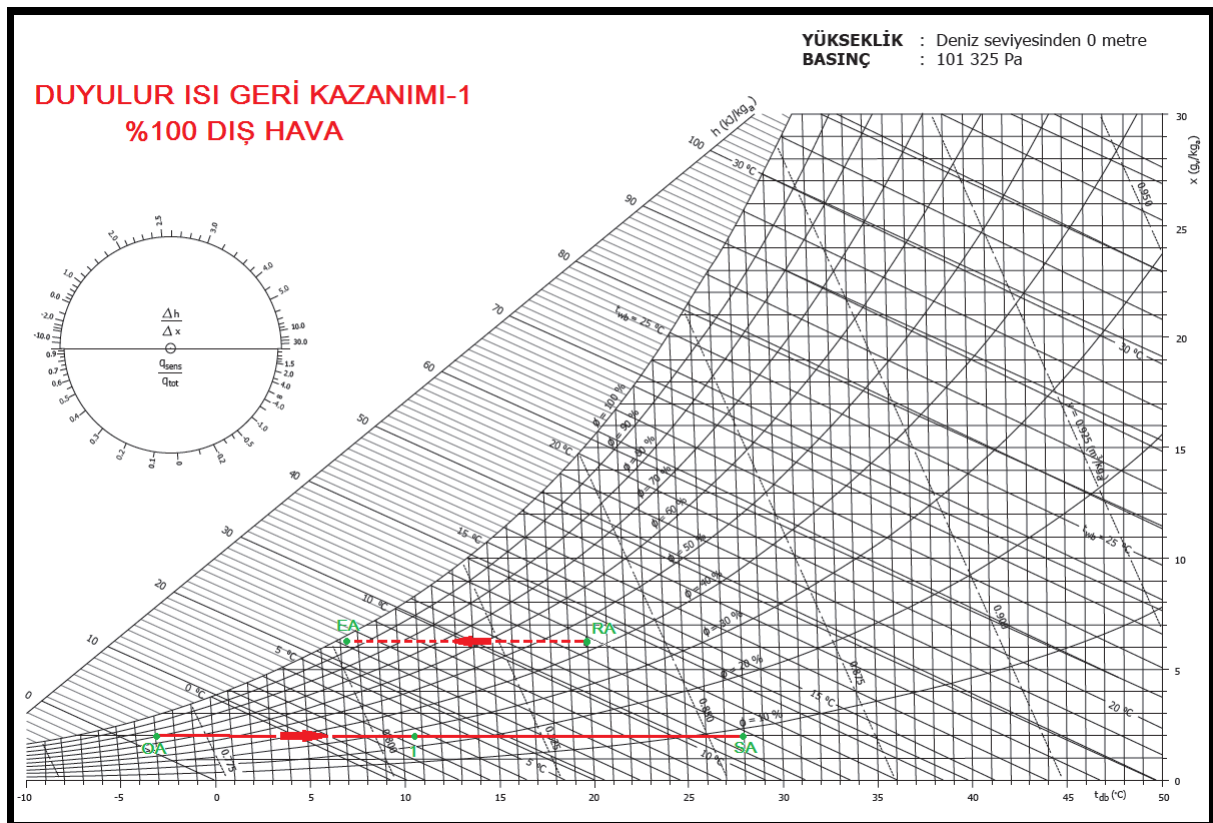
$$Q_{\text{mahal}}=V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{\text{SA}} - t_{\text{RA}})$$

c_p =Havanın özgül ısısı.....	1.041 kJ/kg
γ =Havanın özgül hacmi (ortalama).....	0.800 m ³ /kg

Değerleri yerine koyduğumuzda:

$$93617= 9600 \times 1.041 \times (1/0.800) \times (t_{\text{SA}} - 20)$$
$$t_{\text{SA}} = 27.49^\circ\text{C} \approx 28^\circ\text{C} \text{ bulunur.}$$

Bu işlemle ilgili prosesler alttaki psikrometrik diyagramda görülmektedir.



Eğer plakalı ısı geri kazanım eşanjörü kullanılmazsa “OA” şartlarındaki dış havanın “SA” şartlarına kadar ısıtılması gerekecekti. Bunun için de gerekli olan ısı miktarı:

$$\Sigma Q=V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{\text{SA}} - t_{\text{OA}})$$
$$\Sigma Q= 9600 \times 1.041 \times (1/0.800) \times (28+3)$$
$$\Sigma Q= 387 252 \text{ kJ/saat} = 107.55 \text{ kW} \text{ olacaktı.}$$

Ancak %55 ısı geri kazanım verimli plakalı eşanjör kullanıldığına göre egzost edilen mahal

havasının ısı büyük oranda dış havaya transfer olunacak ve bu sayede önemli miktarda enerji tasarrufu yapılmış olacaktır. Duyulur ısı bazında ısı geri kazanım işleminde dış hava ile mahal havasının mutlak nem oranları eşanjördeki proses nedeniyle değişmemekte, aynı kalmaktadır. Isı alışverişi yalnız duyulur ısı bazında olmaktadır. Isı alışverişi sonucu oluşan sıcaklıkların nasıl nesaplanacağı TS EN-308’de belirtilmiştir.

$$\eta = 100 \times (t_{RA} - t_{EA}) / (t_{RA} - t_{OA})$$

Bu formülde:

$$\eta = \text{Eşanjörün ısı kazanım verimi} \dots\dots\dots (\%)$$

$$t_{RA} = \text{Egzost edilen havanın eşanjöre giriş sıcaklığı} \dots\dots\dots (^{\circ}\text{C})$$

$$t_{EA} = \text{Egzost edilen havanın eşanjörden çıkış sıcaklığı} \dots\dots\dots (^{\circ}\text{C})$$

$$t_{OA} = \text{Dış hava sıcaklığı} \dots\dots\dots (^{\circ}\text{C})$$

Bizim örneğimizde ısı geri kazanım eşanjörünün verimi %55 olduğuna göre

$$\eta = (t_{RA} - t_{EA}) / (t_{RA} - t_{OA}) = 0.55 = (20 - t_{EA}) / (20 + 3)$$

$$t_{EA} = 7.35^{\circ}\text{C}$$

Isı geri kazanım işlemi esnasındaki egzost ve dış havaların ortalama yoğunluklarının eşit olduğunu kabul edersek:

$$\eta = (t_1 - t_{OA}) / (t_{RA} - t_{OA}) = 0.60 = (t_1 + 3) / (20 + 3)$$

$$t_1 = 9.65^{\circ}\text{C} \text{ bulunur.}$$

Dolayısıyla egzost edilen mahal havasının duyulur ısısının %60 oranında dış havaya transferi ile önemli bir miktarda ısı tasarrufu sağlanmış bulunmaktadır. Çünkü artık dış hava -3°C ’tan $+28^{\circ}\text{C}$ ’a değil, $+9.65^{\circ}\text{C}$ ’tan $+28^{\circ}\text{C}$ ’a ısıtılmış olacaktır. Bu nedenle klima santralindeki ısıtıcı batarya büyüklüğü:

$$\Sigma Q = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{SA} - t_1)$$

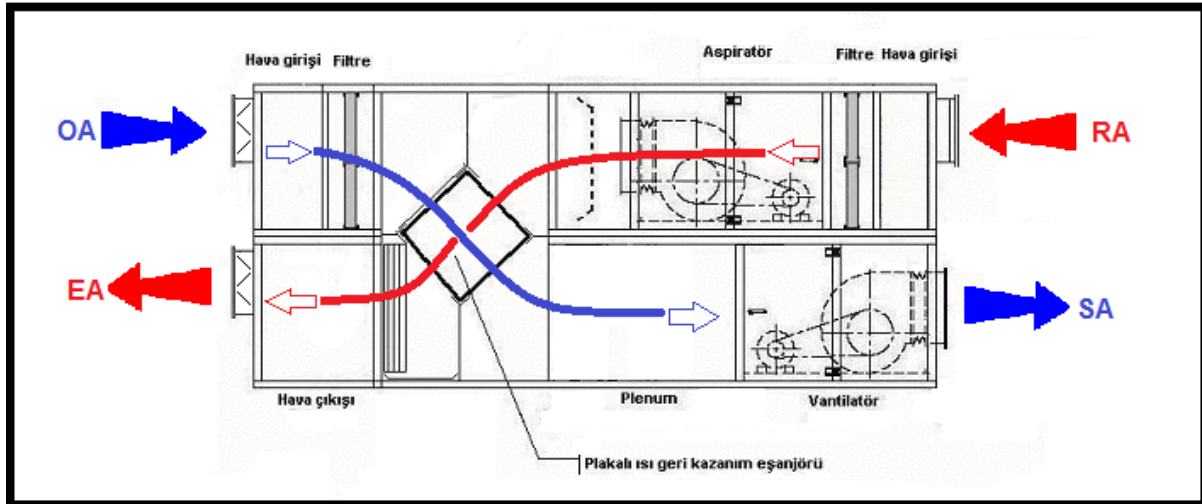
$$\Sigma Q = 9600 \times 1.041 \times (1/0.800) \times (28 - 9.65)$$

$$\Sigma Q = 229\,228 \text{ kJ/saat} = 63.70 \text{ kW olacaktır.}$$

Bu uygulama sayesinde:

$$107.55 - 63.70 = 43.85 \text{ kW enerji tasarrufu sağlanmaktadır.}$$

Bu uygulamayla ilgili klima santrali da aşağıdaki şematik resimdedir. Resmimizde plakalı eşanjör kullanılmıştır.



Plakalı eşanjör, döner tambur veya ısı borusu uygulamalarında vantilatör ve aspiratörün aynı klima santralının kabini içinde olması gerekmektedir. Örneğin çizimimizde görüldüğu gibi iki katlı klima santrali uygulaması yapılmalıdır.

Örneğimizde egzost havasında herhangi bir yoğuşma olmamaktadır. Çünkü RA-EA soğuma proses hattı %100 doyma eğrisini kesmemektedir. Soğuma yalnız duyulur soğuma olduğundan herhangi bir soğuma söz konusu değildir. Bir sonraki örneğimizde yoğuşmalı bir uygulamayı inceleyeceğiz.

Problem: 20°C_{KT}, %50 rH şartlarındaki mahal havası egzost edilmektedir. Egzost edilen miktar 10 000 m³/saat'tir. Aynı miktardaki dış hava da duyulur ısı verimi %60 olan plakalı eşanjörden geçirilerek mahalle sevk edilmektedir. Dış hava şartları -10°C_{KT}, %70rH'tır.

- Mahal havasının eşanjör çıkış sıcaklığını ve yoğuşma miktarını belirleyiniz.
- Dış havanın eşanjörden çıkış sıcaklığını belirleyiniz.
- Transfer edilen ısı miktarını hesaplayınız.
- Eşanjörde karlanma riski var mıdır, irdeleyiniz.

$$\eta = 100 \times (t_{RA} - t_{EA}) / (t_{RA} - t_{OA}) = \%60$$

$$\eta = 100 \times (t_1 - t_{OA}) / (t_{RA} - t_{OA}) = \%60 \dots \dots \dots (\text{özgül hacimlerin değişmeyeceği varsayımıyla})$$

$$t_{RA} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{OA} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$$

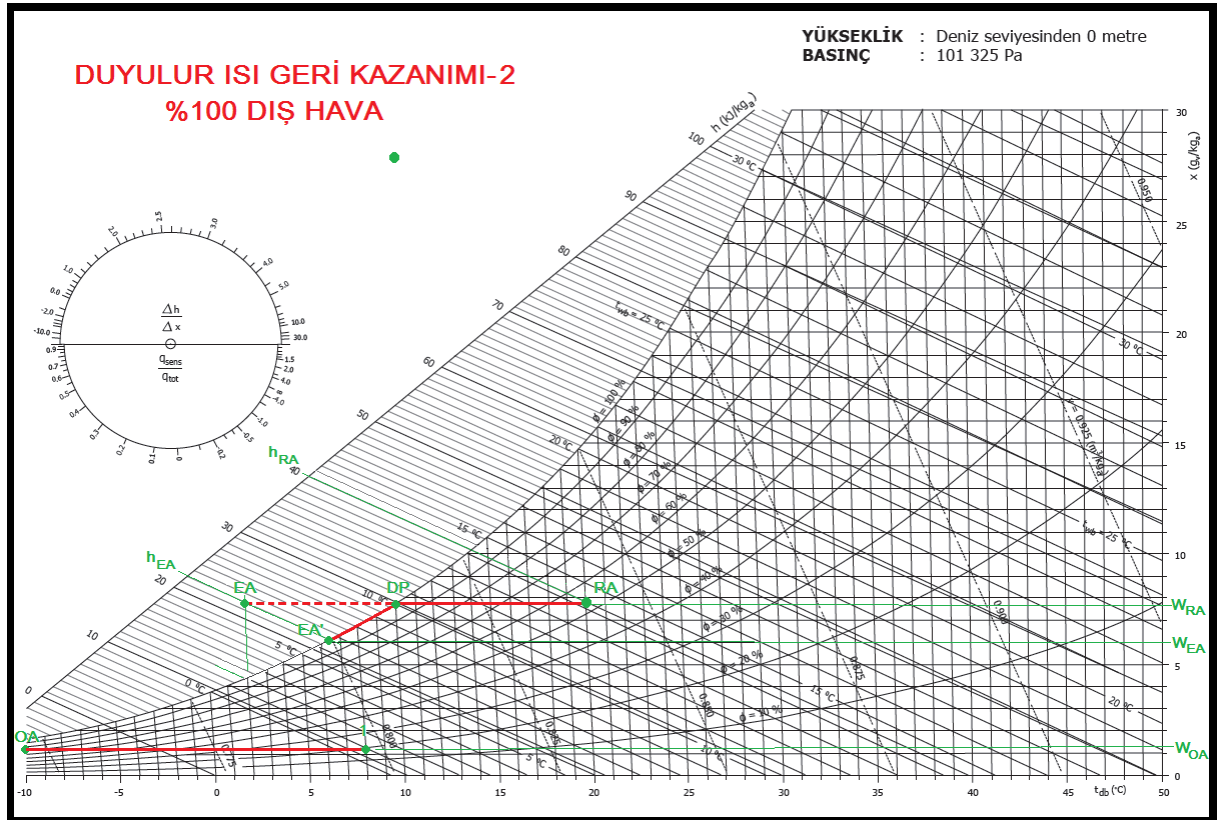
Değerleri yerlerine koyduğumuzda:

$$0.60 = (t_{RA} - t_{EA}) / (t_{RA} - t_{OA})$$

$$0.60 = (20 - t_{EA}) / (20 + 10)$$

$$t_{EA} = +2^{\circ}\text{C}$$

Bu işlemi psikrometrik diyagrama işlediğimizde "EA" konumunun %100 doyma eğrisinin dışında olduğunu görürüz. Bu mümkün değildir (Bkz. Psikrometri-I). Çünkü 20°CKT, %50 rH



değerlerine sahip "RA" oda konumunun çiy noktası "DP"dir. Bu noktaya kadar yalnız duyulur soğutma olarak gerçekleşen soğutma prosesinin aynen devam etmesi mümkün değildir. Soğutma prosesi bu noktadan itibaren %100 doyma eğrisini takip ederek soğutma ve nem alma olarak devam ederek "EA" noktasına kadar gelecektir. Bu süreçte de dış havaya transfer olunan ısı, egzost edilen mahal havasının ısı kaybına eşittir. Bu eşitliği aşağıdaki gibi gösterebiliriz.

$$Q_{OA-1} = Q_{RA-EA1} \dots\dots\dots 1$$

$$Q_{OA-1} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_1 - t_{OA}) \dots\dots\dots 2$$

$$Q_{RA-EA1} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{RA} - t_{DP}) + V \times (1/\gamma) \times h_{fg} \times (w_{RA} - w_{EA}) \dots\dots\dots 3$$

$$Q_{RA-EA1} = V \times (1/\gamma) \times (h_{RA} - h_{EA}) \dots\dots\dots 4$$

“2” numaralı denklemdeki işlem salt ısınma işlemi olduğundan özgül ısı “ c_p ” ve kuru termometre sıcaklık farklarını kullanarak gerçekleştirilmektedir. Ancak “3” numaralı denklem iki farklı işlemde meydana gelmektedir. Bunlardan birisi havanın duyulur olarak soğutulmasıdır. Diğeri de havadaki mutlak nem oranının azaltılmasıdır. Birinci işlem kuru termometre sıcaklık farkları ve havanın özgül ısı dikkate alınarak gerçekleştirilmektedir. Nem alma işleminde ise mutlak nem oranında “ $w_{RA}-w_{EA}$ ” kadar bir azalma olduğundan bu fark suyun o sıcaklıktaki buharlaşma (=yoğuşma) entalpisi ile çarpımı neticesi bulunur. Toplam ısı kaybı da bu iki değerin toplamıdır ve entalpi farklarının havanın yoğunluğu ile çarpımına eşittir.

$$Q_{OA-1} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_1 - t_{OA})$$

$$Q_{OA-1} = 10000 \times 1.041 \times (1/0.800) \times (8 + 10)$$

$$Q_{OA-1} = 234\,225 \text{ kJ/saat} = 65.05 \text{ kW}$$

$$Q_{RA-EA1} = V \times (1/\gamma) \times (h_{RA} - h_{EA})$$

$$Q_{RA-EA1} = 10000 \times (1/0.800) \times (40.0 - 21.7)$$

$$Q_{RA-EA1} = 228\,750 \text{ kJ/saat} = 63.53 \text{ kW}$$

Hesapları sadeleştirmek için havanın özgül hacminin sabit olduğu kabul edilmiştir. Hakikatte verilen sıcaklıklarda havanın özgül yoğunluğu 0.7467 kg/m^3 ile 0.8403 kg/m^3 arasında değişmektedir. Değerler aşağıda verilmektedir:

$$-10^\circ\text{CKT, \%70rH} \dots\dots\dots 0.7467 \text{ kg/m}^3$$

$$+8^\circ\text{CKT, \%20rH} \dots\dots\dots 0.7982 \text{ kg/m}^3$$

$$+7^\circ\text{CKT, \%100rH} \dots\dots\dots 0.8016 \text{ kg/m}^3$$

$$+20^\circ\text{CKT, \%50rH} \dots\dots\dots 0.8403 \text{ kg/m}^3$$

Egzost havası ısı kaybını hesaplarırken $+7^\circ\text{CKT}$ ile $+20^\circ\text{CT}$ 'deki değerlerin ortalaması ile dış havanın ısınmasında -10°CKT ile $+8^\circ\text{CKT}$ deki değerlerin ortalamasının kullanılmaları daha hassas bir sonuç verecektir. Ancak önerilen işlemdeki hata payı son derece düşük olduğu için uygulamalarda kullanılabilir.

Bu görüşlerin ışığı altında yapılan hesaplar neticesi egzost edilen havadan dış havaya 65 kW enerji tasarruf edilerek tasarruf sağlandığı görülmektedir. Bir de kondansasyon miktarını hesaplayalım.

$$M = V \times (1/\gamma) \times (w_{RA} - w_{EA})$$

$$M = 10000 \times (1/0.800) \times (7.7 - 6.0)$$

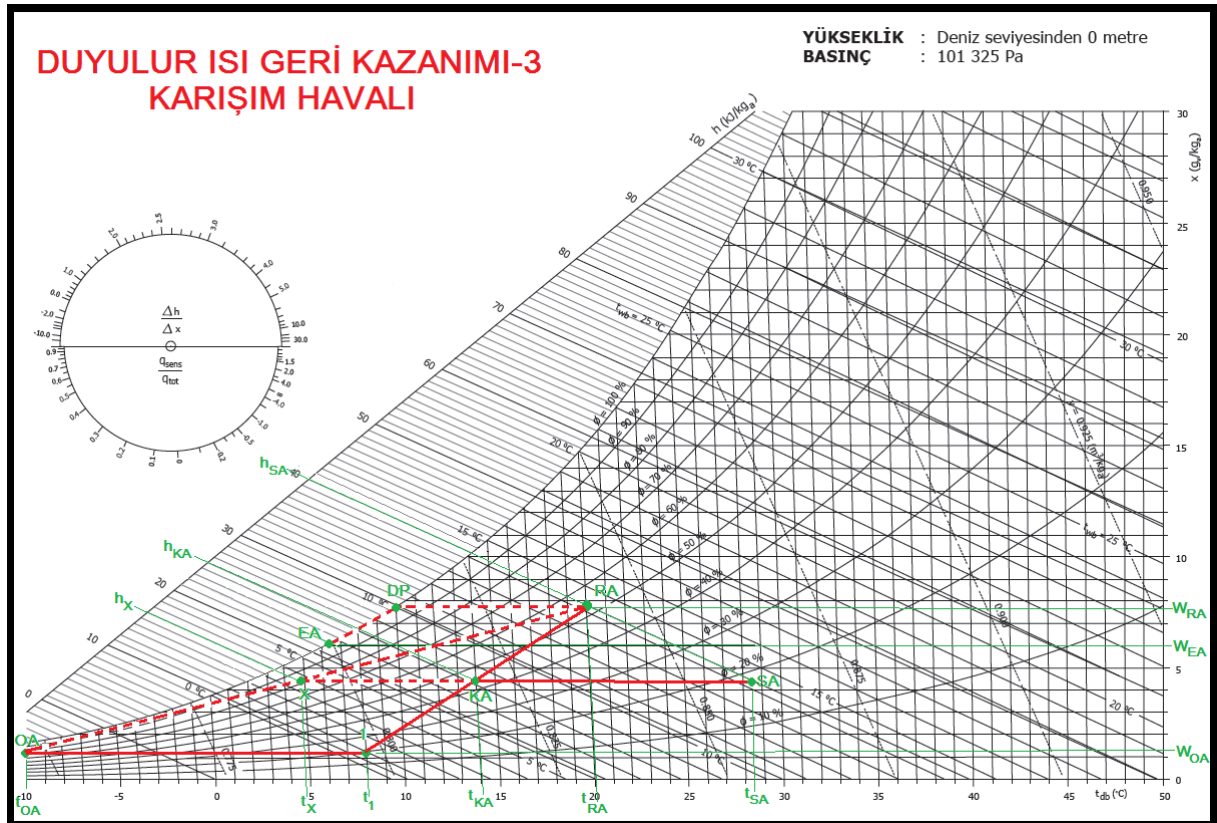
M = 21 250 gram/saat

Dizayn koşullarında saatte 21.25 kg yoğuşma meydana gelecektir. Bu nedenle mahal havasının çıkış tarafına (egzost tarafına) terleme tavası konulması gerekmektedir. Eğer çıkış hızı 2.5 m/san.'in üzerindeyse ilaveten separatör (damla tutucu) konması da önerilir. Egzost havası çıkış sıcaklığı 0°C'in üzerinde olduğu için herhangi bir şekilde karlanma riski yoktur. Eğer çıkış sıcaklığı 0°C veya daha düşük olsaydı defrost tertibatı kullanılması gerekcekti.

1.10. KARIŞIM HAVALI, DUYULUR ISI GERİ KAZANIMLI, YALNIZ ISITMALI KLİMA SANTRALI

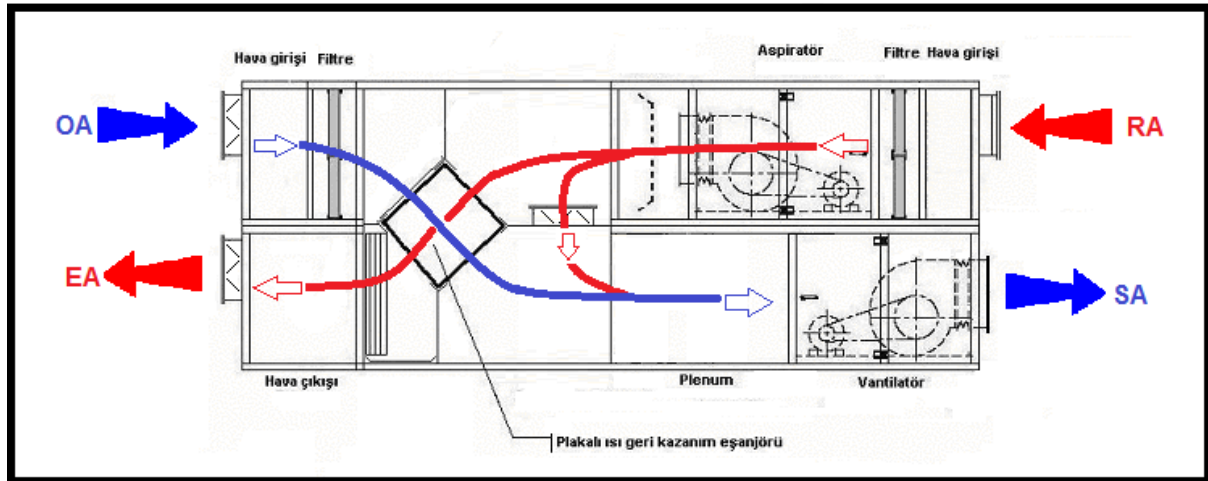
Problem: Klima santralının toplam hava debisi 10 000 m³/saat'tir. Klima santrali %50 dış hava ile çalışmaktadır. Dış hava şartları -10°C_KT, %70rH'tır. Klima santralında %60 duyulur ısı geri kazanım verimi olan plakalı eşanjör kullanılması düşünülmektedir. Mahallin ısı kaybı 30 kW'tır. Psikrometrik diyagramı çizin, ısıtıcı batarya büyüklüğünü belirleyin.

Önce psikrometrik diyagramı çizip prosesleri inceleyelim.



“OA” şartlarındaki dış hava palakalı ısı geri kazanım eşanjöründen geçerek “1” şartlarına kadar ısıtılma. Bu arada da “RA” şartlarında olan egzost havası “RA-DP-EA” proses hattını takip ederek soğumakta ve ısını dış havaya transfer etmektedir. Dolayısıyla “OA-1” prosesi

dış havanın ısı geri kazanımı neticesi ısınmasını göstermektedir. “1” şartlarındaki ısınmış dış hava “RA” şartlarındaki mahal havası ile %50 oranında karışarak “KA” konumunu belirler. “KA-SA” prosesi ise %50 oranında dış hava, mahal havası karışımının ısıtıcı bataryada ısıtılmasıdır. Bu prosesin 20°CKT’ye kadar olan kısmı dış havanın mahal sıcaklığına kadar ısıtılması, geri kalan kısmı ise mahal ısı kaybını karşılamak için yapılan ilave ısıtma işlemidir. Bu işleme uygun klima santrali aşağıdaki çizimde gösterilmektedir.



Eğer klima santralinde plakalı ısı geri kazanım elemanı bulunmasaydı ısıtıcı batarya büyüklüğü “X-SA” olarak belirlenecekti. Halbuki plakalı eşanjör kullanımı ile bu büyüklük “KA-SA”ya indirgenmiş, “X-KA” kadar enerji tasarrufunda bulunulmuş bulunmaktadır.

Isı geri kazanımı olmaksızın ısıtıcı batarya büyüklüğü:

$$Q = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{SA} - t_x) = V \times (1/\gamma) \times (h_{SA} - h_x)$$

Isı geri kazanımı sonucu ısıtıcı batarya büyüklüğü:

$$Q_{ig} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{SA} - t_{KA}) = V \times (1/\gamma) \times (h_{SA} - h_{KA})$$

Yapılan enerji tasarrufu ise:

$$\Delta Q = Q - Q_{ig} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{KA} - t_x) = V \times (1/\gamma) \times (h_{KA} - h_x)$$

Bu ifadeleri problemimize uygularsak:

$$Q = 10000 \times 1.041 \times (1/0.825) \times (29.4 - 5) = 295\,757 \text{ kJ/saat} = 82.14 \text{ kW}$$

$$Q_{ig} = 10000 \times 1.041 \times (1/0.825) \times (29.4 - 14) = 194\,320 \text{ kJ/saat} = 53.97 \text{ kW} \dots \text{ısıtıcı batarya büyüklüğü ve;}$$

$$\Delta Q = Q - Q_{ig} = 82.14 - 53.97 = 28.17 \text{ kW} \dots \dots \dots \text{enerji tasarrufu bulunur.}$$

1.11. %100 DIŞ HAVALI, TOPLAM ENERJİ GERİ KAZANIMLI, YALNIZ ISITMALI KLİMA SANTRALI

Çözümlü örneklere geçmeden önce, toplam ısı geri kazanımlı eşanjörler hakkında kısa bilgi verelim. 1.8 sayılı konumuzda ısı geri kazanım elemanlarının genel tanımını yapmış, dört değişik tip elemanı incelemiştik. Bunlardan ikisinin entalpi bazında ısı geri kazanımı yapabildiğini görmüŐtük. Entalpi bazında ısı geri kazanımı hem duyulur ısı geri kazanımını, hem de gizli ısı geri kazanımı içerir. Bu nedenle bu tip eşanjörler için iki değişik verim kullanılır.

$$\eta_{duy} = 100 \times (t_{RA} - t_{EA}) / (t_{RA} - t_{OA})$$

$$\eta_{giz} = 100 \times (w_{RA} - w_{EA}) / (w_{RA} - w_{OA})$$

Bu formülde:

η_{duy} = EŞanjörün duyulur ısı kazanım verimi..... (%)

t_{RA} = Egzost edilen havanın eşanjöre giriş sıcaklığı(°C)

t_{EA} = Egzost edilen havanın eşanjörden çıkış sıcaklığı(°C)

t_{OA} = Dış hava sıcaklığı.....(°C)

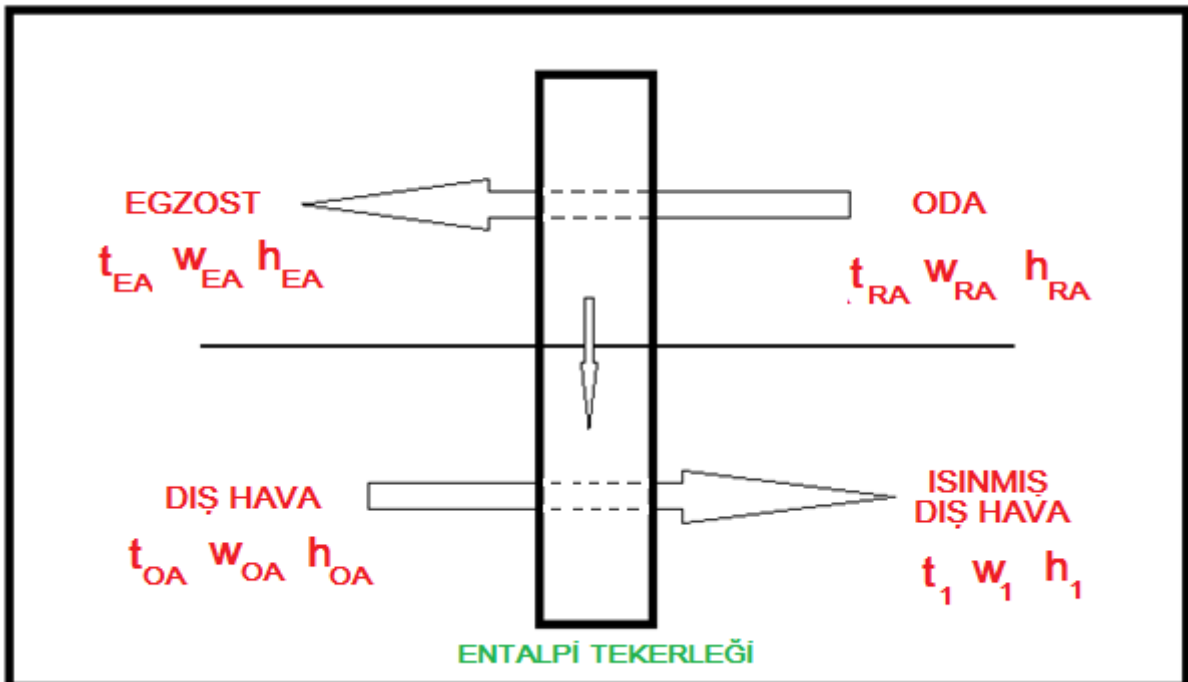
η_{giz} = EŞanjörün gizli ısı kazanım verimi..... (%)

w_{RA} = Egzost edilen havanın mutlak nem oranı(gr/kg_{da})

w_{EA} = Egzost edilen havanın eşanjörden çıkış mutlak nem oranı(gr/kg_{da})

w_{OA} = Dış havanın mutlak nem oranı.....(gr/kg_{da})

Bu işlemi entalpi tekerleği de tabir edilen döner tamburlu toplam enerji geri kazanım elemanını inceleyerek yapalım.



Şematik çizimdeki semboller şöyledir.

t_{RA} = Egzost edilen havanın eşanjöre giriş sıcaklığı(°C)
 w_{RA} = Egzost edilen havanın mutlak nem oranı(gr/kg_{da})
 h_{RA} = Egzost edilen havanın entalpisi(kJ/kg)

t_{EA} = Egzost edilen havanın eşanjörden çıkış sıcaklığı(°C)
 w_{EA} = Egzost edilen havanın eşanjörden çıkış mutlak nem oranı(gr/kg_{da})
 h_{EA} = Egzost edilen havanın eşanjörden çıkış entalpisi(kJ/kg)

t_{OA} = Dış havanın eşanjöre giriş sıcaklığı(°C)
 w_{OA} = Dış havanın mutlak nem oranı(gr/kg_{da})
 h_{OA} = Dış havanın entalpisi(kJ/kg)

t_1 = Dış havanın eşanjörden çıkış sıcaklığı(°C)
 w_1 = Dış havanın eşanjörden çıkış mutlak nem oranı(gr/kg_{da})
 h_1 = Dış havanın eşanjörden çıkış entalpisi(kJ/kg)

Hava yoğunluğunun sıcaklığa bağlı olarak çok az değişeceği nedeniyle sabit kabul edilmesi durumunda verim formüllerimiz aşağıdaki duruma gelir.

$$\eta_{duy} = 100 \times (t_{RA} - t_{EA}) / (t_{RA} - t_{OA}) = 100 \times (t_1 - t_{OA}) / (t_{RA} - t_{OA})$$

$$\eta_{giz} = 100 \times (w_{RA} - w_{EA}) / (w_{RA} - w_{OA}) = 100 \times (w_1 - w_{OA}) / (w_{RA} - w_{OA})$$

$$\eta_{top} = 100 \times (h_{RA} - h_{EA}) / (h_{RA} - h_{OA}) = 100 \times (h_1 - h_{OA}) / (h_{RA} - h_{OA})$$

Şimdi yukarıdaki işlemleri bir örnekle hesaplayalım ve psikrometrik diyagramda prosesi göstereyim.

Problem: Klima santralının toplam hava debisi 10 000 m³/saat'tir. Klima santrali %100 dış hava ile çalışmaktadır. Mahal şartları 20°CKT, %50 rH, dış hava şartları ise -10°CKT, %70rH'tır. Klima santralında %75 duyulur ısı geri kazanım verimi, %55 gizli ısı geri kazanım verimi olan entalpi tekerleği kullanılmaktadır. Egzost havası ile dış havanın eşanjör çıkış şartlarını ve sistemin toplam ısı geri kazanım verimini hesaplayın.

$$\eta_{duy} = 100 \times (t_{RA} - t_{EA}) / (t_{RA} - t_{OA}) = 100 \times (t_1 - t_{OA}) / (t_{RA} - t_{OA})$$

$$75 = 100 \times (20 - t_{EA}) / (20 + 10)$$

$$T_{EA} = -2.5^{\circ}\text{CKT}$$

$$\eta_{duy} = 100 \times (t_1 - t_{OA}) / (t_{RA} - t_{OA})$$

$$\eta_{duy} = 100 \times (t_1 - t_{OA}) / (t_{RA} - t_{OA})$$

$$75 = 100 \times (t_1 + 10) / (20 + 10)$$

$$t_1 = +12.5^{\circ}\text{CKT}$$

$$\eta_{giz} = 100 \times (w_{RA} - w_{EA}) / (w_{RA} - w_{OA})$$

$$55 = 100 \times (7.2 - w_{EA}) / (7.2 - 1.3)$$

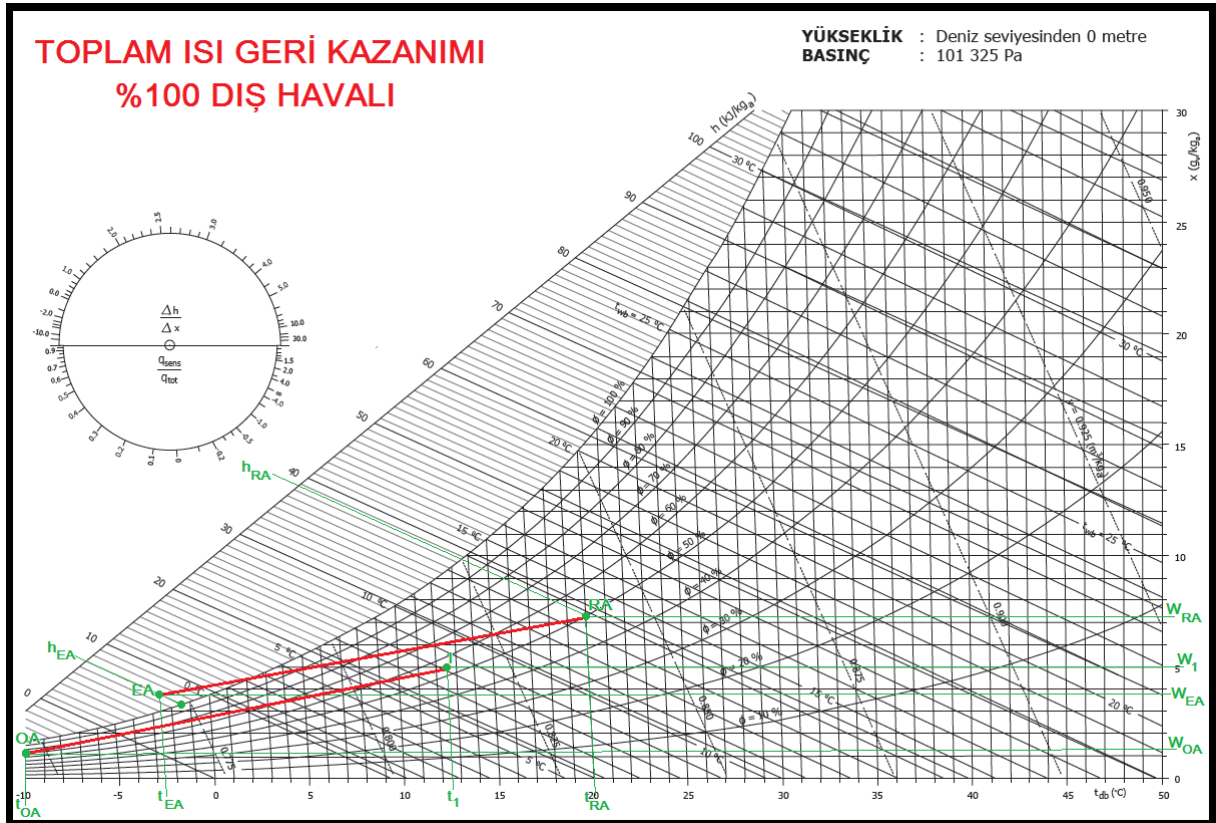
$$w_{EA} = 3.95 \text{ gr/kg}_{da}$$

$$\eta_{giz} = 100 \times (w_1 - w_{OA}) / (w_{RA} - w_{OA})$$

$$55 = 100 \times (w_1 - 1.3) / (7.2 - 1.3)$$

$$w_1 = 5.25 \text{ gr/kg}_{da}$$

Bu değerleri psikrometrik diyagram üzerine koyup "OA-1" ve "RA-EA" proses doğrularını çizelim.



Şimdi de sistemin toplam ısı geri kazanım verimini hesaplayalım.

$$\eta_{top} = 100 \times (h_{RA} - h_{EA}) / (h_{RA} - h_{OA})$$

$$h_{RA} = 38.8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{EA} = 7.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{OA} = -7.2585 \text{ kJ/kg (bkz. Psikrometri-I, sayfa-132, Tablo-8)}$$

$$\eta_{top} = 100 \times (38.8 - 7.0) / (38.8 + 7.2585)$$

$$\eta_{top} = 69 \%$$

Uygulamamızda sistemin toplam enerji bazında ısı geri kazanım verimi %69'dur.

1.12. KARIŞIM HAVALI, TOPLAM ENERJİ GERİ KAZANIMLI, YALNIZ ISITMALI KLİMA SANTRALI

Problem: Klima santralının toplam hava debisi 10 000 m³/saat'tir. Klima santrali %50 dış hava ile çalışmaktadır. Mahal şartları 22°C_{KT}, %50 rH, dış hava şartları ise -5°C_{KT}, %70rH'tır. Klima santralında %75 duyulur ısı geri kazanım verimi, %45 gizli ısı geri kazanım verimi olan entalpi tekerleği kullanılmaktadır. Mahal ısı kaybı 30 kW'tır. Egzost havası ile dış havanın eşanjör çıkış şartlarını ve sistemin toplam ısı geri kazanım verimini hesaplayın.

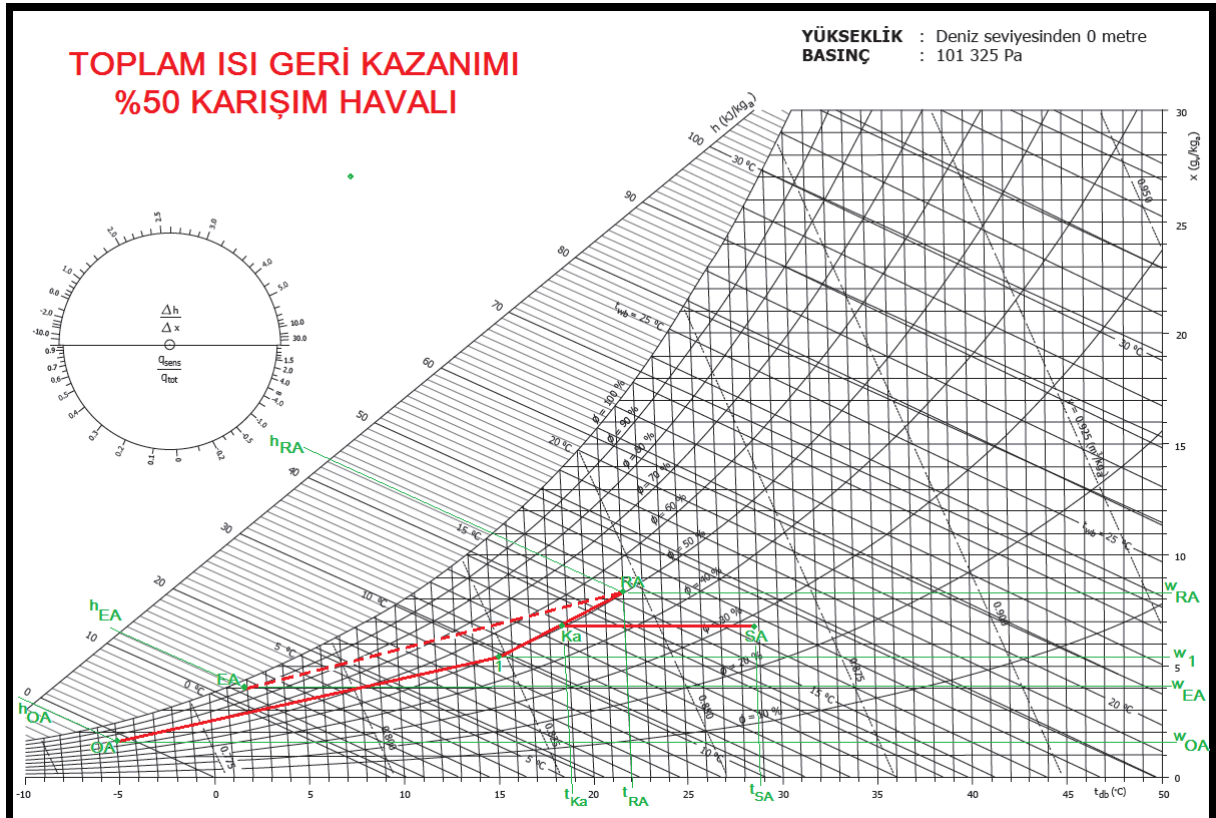
$$Q_{mahal} = 30 \text{ kW} = 30 \times 3600.65 = 108 \text{ 110 kJ/saat}$$

$$Q_{mahal} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{SA} - t_1)$$

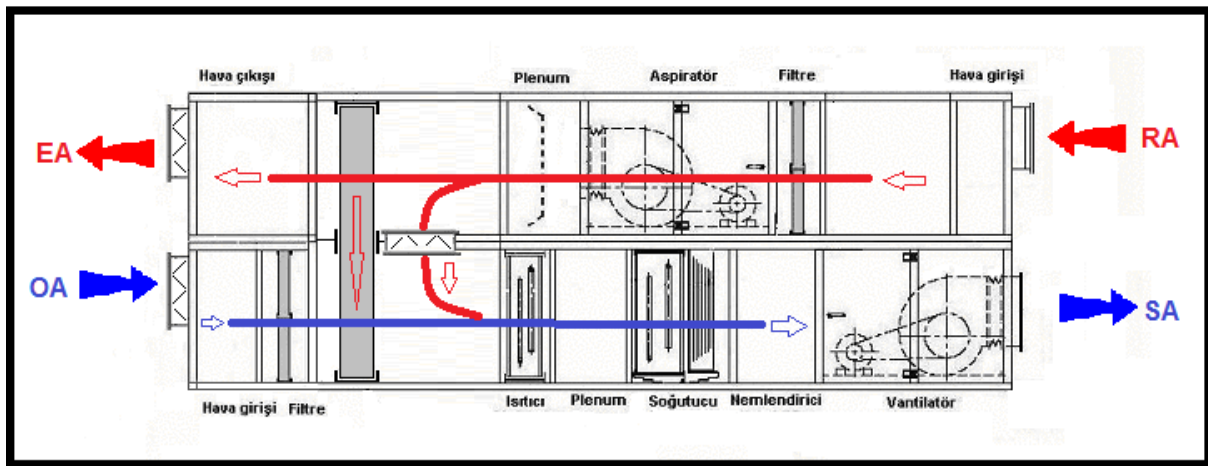
$$108 \text{ 110} = 10 \text{ 000} \times 1.041 \times (1/0.85) \times (t_{SA} - 20)$$

$$t_{SA} = 28.82^\circ\text{C}$$

Şimdi prosesi psikrometrik diyagramda gösterelim.



Psikrometrik diyagramımızda “OA-1” hattı, döner tamburda dış havanın ısı ve kütle transferi neticesi kuru termometre sıcaklığıyla mutlak nem oranının artarak “OA” konumuna “1” konumuna gelmesi prosesidir. Kesik çizgiyle gösterilen “RA-EA” hattı aynı döner tamburda, egzost edilen hava içindeki duyulur ısı ile mutlak nem oranının dış havaya transferidir. “1-RA” hattı, döner tamburdan “1” şartlarında çıkan dış hava ile “RA” şartlarındaki oda havasının karışım prosesidir. “Ka” karışım havasının konumunu bu hat üzerinde karışım yüzdesi belirler. “Ka-SA” ise karışım havasının sevk şartı olan “SA” konumuna kadar ısıtıcı bataryada ısıtılmasıdır. Havanın “t_{Ka}” kuru termometre sıcaklığından “t_{RA}” kuru termometre sıcaklığına ısıtılması, karışım havasının mahal şartlarına kadar ısıtılmasıdır. “t_{RA}”dan “t_{SA}” kuru termometre sıcaklığına ısıtılması ise mahal ısı kaybını karşılamak içindir.



Bu prosese uygun klima santrali yukarıda görülmektedir. Klima santrali içinde soğutucu batarya da bulunmaktadır. Ancak soğutma ile ilgili prosesleri “Yaz Kliması” isimli bahiste inceleyeceğiz.

Isıtıcı batarya kapasitesinin belirlenmesi

$$\begin{aligned}\Sigma Q &= V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{SA} - t_{Ka}) \\ \Sigma Q &= 10\,000 \times 1.041 \times (1/0.85) \times (28.82 - 18.80) \\ \Sigma Q &= 122\,716 \text{ kJ/saat} \\ \Sigma Q &= 34.08 \text{ kW}\end{aligned}$$

Bu kapasitenin 4.08 kW’ı karışım havasının mahal şartlarına kadar ısıtılması için gerekli olan kapasitedir.

$$\begin{aligned}\Sigma Q &= Q_{Ka} + Q_{mahal} \\ Q_{Ka} &= V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{RA} - t_{Ka}) \\ Q_{Ka} &= 10\,000 \times 1.041 \times (1/0.85) \times (20 - 18.80) \\ Q_{Ka} &= 14\,696 \text{ kJ/saat} = 4.08 \text{ kW}\end{aligned}$$

Mahal ısı kaybı

$$30 \text{ kW} = 30 \times 3600.65 = 108 \ 110 \text{ kJ/saat}$$

$$Q_{\text{mahal}} = V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{\text{SA}} - t_{\text{RA}})$$

$$108 \ 110 = 10 \ 000 \times 1.041 \times (1/0.85) \times (t_{\text{SA}} - 22)$$

$$t_{\text{SA}} = 30.82^\circ\text{C}$$

Bu arada sistemimizin toplam ısı geri kazanım verimliliğini hesaplayalım.

$$\eta = (h_{\text{RA}} - h_{\text{EA}})/(h_{\text{RA}} - h_{\text{OA}})$$

$$h_{\text{RA}} = 43.3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{EA}} = 12.1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{OA}} = -1.0 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta = (43.3 - 12.1)/(43.3 + 1.0)$$

$$\eta = 0.70 = \%70$$

geri kazanılan ısı miktarı ise:

$$Q_{\text{hr}} = V_{\text{dışhava}} \times (1/\gamma) \times (h_{\text{RA}} - h_{\text{EA}})$$

$$Q_{\text{hr}} = (10 \ 000 \times 0.50) \times (1/0.825) \times (43.3 - 12.1)$$

$$Q_{\text{hr}} = 189090 \text{ kJ/saat} = 52.53 \text{ kW}$$

2. YAZ KLİMASI

2.1. HAVA DEBİSİNİN HESAPLANMASI.

Hava debisinin tespitinde mahal soğutma yükü esas alınır. Hava debisi mahal toplam soğutma yükü üzerinden de mahal duyulur ısı yükü üzerinden de hesaplanabilir. İki uygulama arasında hiçbir fark yoktur. Ancak duyulur ısı yükü üzerinden debi hesaplanması en yaygın uygulamadır ve birçok literatürde önerilmektedir. Biz burada, örneğimizde her iki uygulamayı da göstereceğiz.

Problem: Bir mahallin yaz uygulaması iç hava şartları 26°C_{KT}, %50 rH, dış hava şartları ise 35°C_{KT}, 24°C_{YT}'dir. Mahallin soğutma yükü 48 kW olup mahal duyulur ısı oranı "RSHR" 0.80'dir. Mahal %100 dış hava ile çalışacaktır. Sistemin hava debisini hesaplayın.

Çözüm-1:

$$\Sigma Q_{RA} = 48 \text{ kW} = 172 \text{ 830 kJ/saat}$$

$$RSHR = 0.80$$

$$Q_{RA-duy} = 0.80 \times 172 \text{ 830} = 138 \text{ 264 kJ/saat}$$

Mahal sıcaklığı ile üfleme sıcaklığı arasındaki fark 10°C kabul edildi. (Bu fark genelde 8°C ila 10°C arasında alınır). Buna göre:

$$t_{RA} = 26^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 10^\circ\text{C}$$

$$t_{SA} = 26 - 10 = 16^\circ\text{C}$$

Hava debisi:

$$V = Q_{RA-duy} / (\Delta t \times c_p \times (1/\gamma))$$

$$\gamma = 0.850 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V = 138 \text{ 264} / (10 \times 1.041 \times (1/0.850))$$

$$V = 11 \text{ 290 m}^3/\text{h}$$

Şimdi bu debinin mahallin toplam soğutma yükünü karşılayıp karşılamadığını kontrol edelim.

$$h_{RA} = 53.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{SA} = 40.0 \text{ kJ/kg}$$

$$\Sigma Q_{RA} = V \times (1/\gamma) \times (h_{RA} - h_{SA})$$

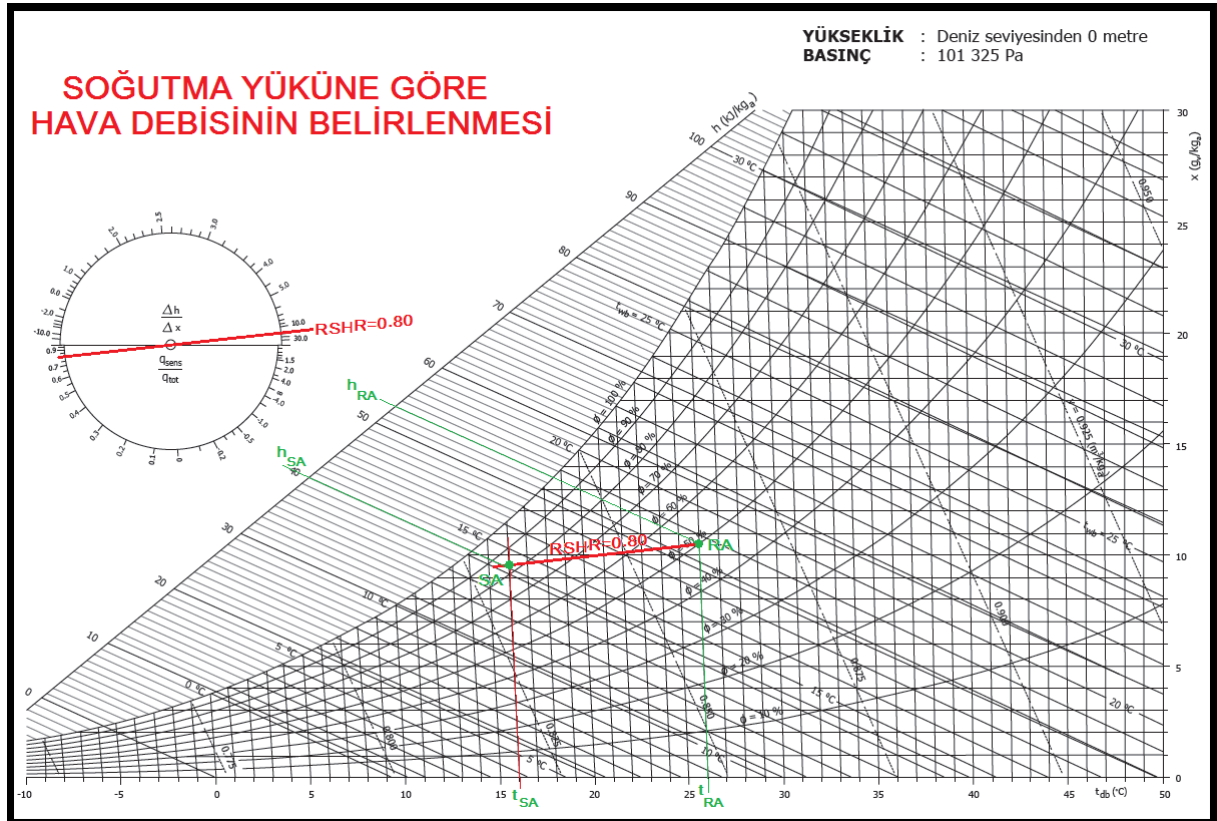
$$\Sigma Q_{RA} = 11290 \times (1/0.850) \times (53.0 - 40.0) = 172 \text{ 670 kJ/saat}$$

$$\Sigma Q_{RA} = 47.96 \text{ kW} \dots \dots \dots \text{hesaplanan hava debisi doğru ve yeterlidir.}$$

Bu işlemi psikrometrik diyagrama işlerken şun sırayı takip ederiz.

- Oda şartları "RA"yı diyagram üzerine yerleştir. Bu şarta ait olan entalpiyi ve özgül hacmi tespit et ve kaydet.
- Üfleme sıcaklığını "t_{DB}(°C)" koordinatı üzerinde belirle ve dikey bir kırmızı hat çiz.

- Psikrometrik diyagramın sol üst köşesindeki " q_{sens}/q_{tot} " çemberinde $RSHR=0.80$ noktasını belirleyip bu noktayı dairenin merkezi ile düz bir çizgi olarak birleştir.
- Çizdiğin $RHHR=0.80$ doğrusunu bir paralelogram vasıtasıyla "RA" konumuna taşı. Bu meyilli hat ile $16^{\circ}CKT$ dikmesinin kesiştiği nokta "SA" konumudur. Bu konumun entalpisini tespit et ve kaydet.
- İki entalpi değeri arasındaki farkın hava debisi (kg/saat) ile çarpımı size mahal soğutma yükünü verir.



Çözüm-2:

Bu çözümde mahal duyulur soğutma yükü yerine mahal toplam soğutma yükünü esas alarak hava debisini belirleyeceğiz.

$$\Sigma Q_{RA} = 48 \text{ kW} = 172 \text{ 830 kJ/saat}$$

Bu işlemi doğrudan psikrometrik diyagram üzerinde, aşağıdaki sırayı takip ederek yapabiliriz.

- Oda şartları "RA"yı diyagram üzerine yerleştir. Bu şarta ait olan entalpiyi ve özgül hacmi tespit et ve kaydet.
- Psikrometrik diyagramın sol üst köşesindeki " q_{sens}/q_{tot} " çemberinde $RSHR=0.80$ noktasını belirleyip bu noktayı dairenin merkezi ile düz bir çizgi olarak birleştir.
- Çizdiğin $RSHR=0.80$ doğrusunu bir paralelogram vasıtasıyla "RA" konumuna taşı.
- Oda sıcaklığı ile üfleme sıcaklığı arasındaki farkı belirle (bir önceki çözümde olduğu gibi $10^{\circ}C$ alalım. Buna göre üfleme sıcaklığı $16^{\circ}CKT$ olarak belirlenir.

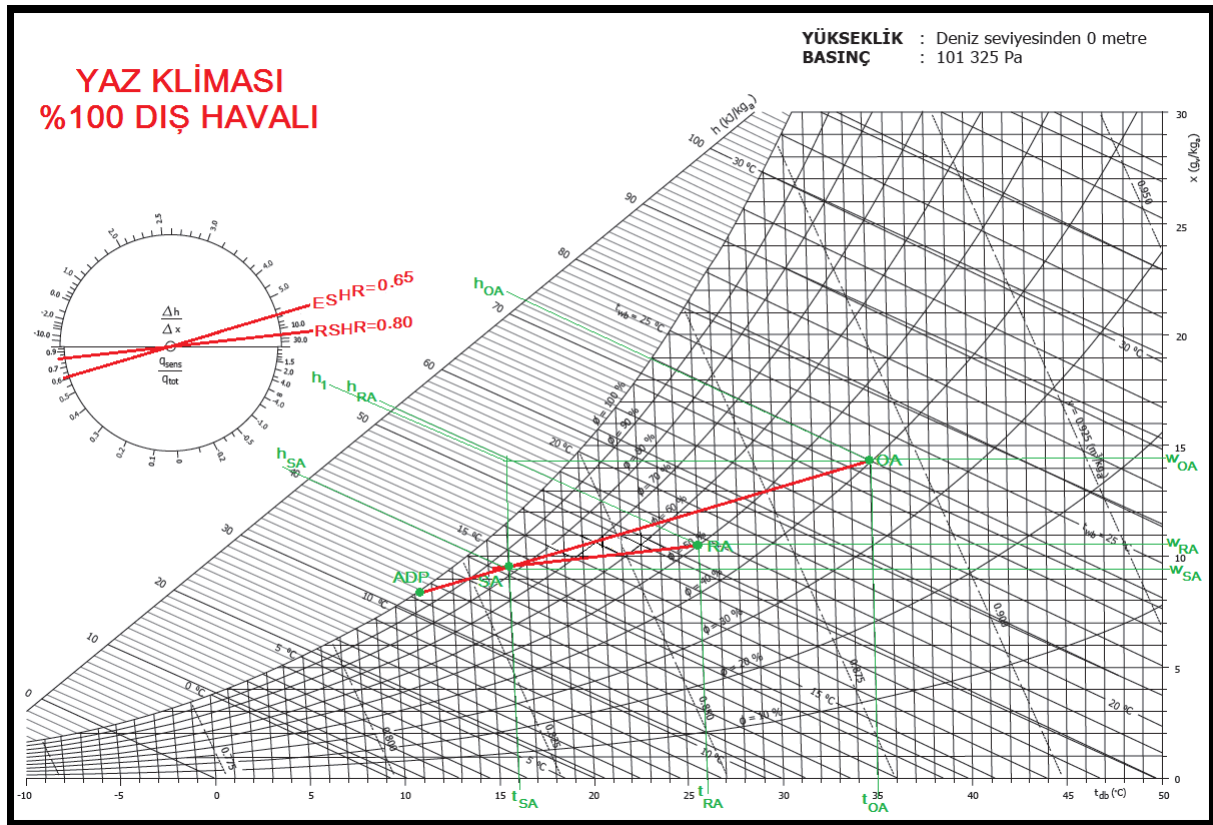
- Üfleme sıcaklığını “°CKT” koordinatı üzerinde belirle ve dikey bir kırmızı hat çiz. Bu dikey çizginin RSHR hattını kestiği yer “SA” üfleme şartıdır. Bu konumun entalpik değerini tespit et ve kaydet.
- İki entalpi değeri arasındaki farkın hava debisi (kg/saat) ile çarpımı size mahal soğutma yükünü verir.

2.2. %100 DIŞ HAVALI KLİMA SANTRALI, YALNIZ SOĞUTMA

Konu 2.1.'de incelediğimiz problemi klima santrali büyüklüğü açısından tekrar inceleyelim.

Problem: Bir mahallin yaz uygulaması iç hava şartları 26°CKT, %50 rH, dış hava şartları ise 35°CKT, 24°CYT'dir. Mahallin soğutma yükü 48 kW olup mahal duyulur ısı oranı “RSHR” 0.80'dir. Mahal %100 dış hava ile çalışacaktır. Sistemin hava debisini ve klima santrali soğutucu batarya büyüklüğü hesaplayın.

Bu uygulamada bir önceki psikrometrik diyagramı tekrar ele alacağız. Bu sefer tek bir farklılıkla, diyagram üzerine dış hava konumu “OA”yı işleyerek.



“OA” konumuyla “SA” konumunu düz bir çizgiyle birleştirdiğimizde bu hat bizim soğutma prosesimizdir. “ADP” olarak doyma eğrisi üzerinde gösterilen konum ise cihaz çiy noktasıdır. Cihaz çiy noktası soğutucu bataryanın satıh sıcaklığına eşit kabul edilebilir. Bu sıcaklık ta bize soğutucu akışkanın sıcaklığını belirlemede yardımcı olur. Soğuk sulu bir soğutucu batarya seçeceksek “t_{ADP}” kuru termometre sıcaklığını soğutucu akışkanın batarya çıkış sıcaklığı olarak kabul edebiliriz. Bu bir yaklaşım olup hata payı son derece düşüktür. t_{ADP} 11°C olduğuna göre soğutucu su giriş-çıkış sıcaklıklarını, örneğin 7/11°C seçebiliriz.

Daha düşük su sıcaklıklarının seçimi, özellikle soğutucu batarya su çıkış sıcaklığının düşük seçilmesi istenen duyulur ısı oranının sağlanmaması, dolayısıyla "SA" şartlarının karşılanamaması ile neticelenecektir.

Şimdi de soğutucu bataryanın soğutma yükünü belirleyelim. Hava debisi bir önceki örneğe ait çözüm-1'de $11\,290\text{ m}^3/\text{saat}$ olarak belirlenmişti. Buna göre toplam soğutma yükü:

$$\Sigma Q_{\text{sistem}} = V \times (1/\gamma) \times (h_{\text{OA}} - h_{\text{SA}})$$

$$\Sigma Q_{\text{sistem}} = Q_{\text{duy}} + Q_{\text{gizli}}$$

$$\Sigma Q_{\text{sistem}} = [V \times c_p \times (1/\gamma) \times (t_{\text{OA}} - t_{\text{SA}})] + [V \times h_{\text{fg}} \times (1/\gamma) \times (w_{\text{OA}} - w_{\text{SA}})]$$

Burada h_{fg} suyun buharlaşma (yoğuşma) entalpisidir. Yukarıdaki formülü şu şekilde de yazabiliriz.

$$\Sigma Q_{\text{sistem}} = [V \times (1/\gamma) \times (h_{\text{OA}} - h_1)] + [V \times (1/\gamma) \times (h_1 - h_{\text{SA}})]$$

$$\Sigma Q_{\text{sistem}} = [11\,290 \times (1/0.850) \times (72.5 - 53.0)] + [11\,290 \times (1/0.850) \times (53.0 - 41.0)]$$

$$\Sigma Q_{\text{sistem}} = 418\,394\text{ kJ/saat} = 116.20\text{ kW}$$

Mahal duyulur ısı oranı "RSHR" 0.80 olarak verilmişti. Şimdi de sistemin duyulur ısı oranı "ESHR"yi hesaplayalım.

$$\text{ESHR} = Q_{\text{duy}} / \Sigma Q_{\text{sistem}}$$

$$\text{ESHR} = [V \times (1/\gamma) \times (h_{\text{OA}} - h_1)] / \{ [V \times (1/\gamma) \times (h_{\text{OA}} - h_1)] + [V \times (1/\gamma) \times (h_1 - h_{\text{SA}})] \}$$

$$\text{ESHR} = (h_{\text{OA}} - h_1) / (h_{\text{OA}} - h_{\text{SA}})$$

$$\text{ESHR} = (72.5 - 53.0) / (72.5 - 41.5)$$

$$\text{ESHR} = 0.65$$

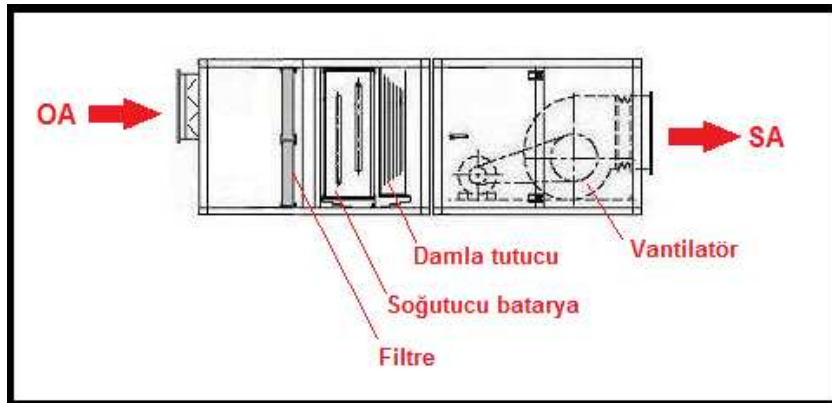
"OA-SA" soğutma prosesi esnasında havadaki mutlak nem oranı da azaltılmaktadır. Dış havanın mutlak neminin ne kadar azaltıldığını hesaplayalım:

$$M = V \times (1/\gamma) \times (w_{\text{OA}} - w_{\text{SA}})$$

$$M = 11\,290 \times (1/0.850) \times (14.4 - 9.4)$$

$$M = 66412\text{ gr/saat} = 66.412\text{ kg/saat}$$
 dış havadan nem alınmaktadır.

Bu işleme uygun klima santralının çizimi aşağıdadır.



2.3. KARIŞIM HAVALI KLİMA SANTRALI, YALNIZ SOĞUTMA

Problem: Bir mahallin yaz uygulaması iç hava şartları 26°C_{KT}, %50 rH, dış hava şartları ise 35°C_{KT}, 24°C_{YT}'dir. Mahallin soğutma yükü 48 kW olup mahal duyulur ısı oranı "RSHR" 0.80'dir. Mahal %40 dış hava ile çalışacaktır. Sistemin hava debisini ve klima santrali soğutucu batarya büyüklüğü hesaplayın.

Hava debisini 37. Sayfa, konu no 2.1'de incelemiş ve hesaplamıştık. Kloaylık açısından aynı hesabı burada da gösteriyoruz.

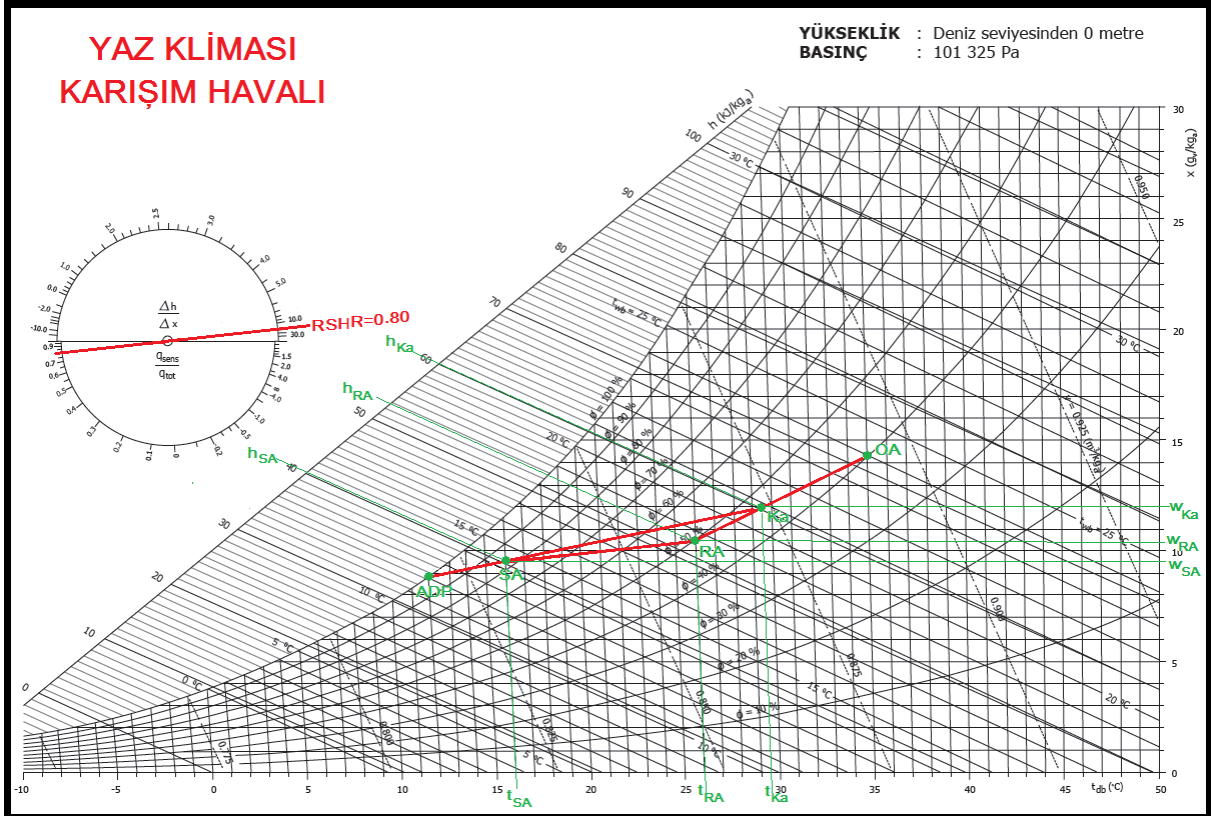
Mahal sıcaklığı ile üfleme sıcaklığı arasındaki fark 10°C kabul edildi. (Bu fark genelde 8°C ila 10°C arasında alınır). Buna göre:

$$t_{RA} = 26^{\circ}\text{C}$$
$$\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$$
$$t_{SA} = 26 - 10 = 16^{\circ}\text{C}$$

Hava debisi:

$$V = Q_{RA-duy} / (\Delta t \times c_p \times (1/\gamma))$$
$$\gamma = 0.850 \text{ m}^3/\text{kg}$$
$$V = 138\,264 / (10 \times 1.041 \times (1/0.850))$$
$$V = 11\,290 \text{ m}^3/\text{h}$$

Şimdi psikrometrik diyagramımızı çizelim ve üzerindeki değerleri esas alarak klima santrali soğutucu batarya büyüklüğünü belirleyelim.



Yapmamız gereken ilk işlem "RA" ile "OA" konumlarını birleştiren doğruyu çizmektir. Karışım noktamız bu hat üzerinde olacaktır. Grafik olarak "RA-OA" uzunluğunu diyagram üzerinden ölçüp %40'ını alır, bu uzunluğu "Ka" tarafından işaretleriz. Bu bizim "Ka", mahal havasıyla dış havanın karışım noktasıdır. Bunun analitik hesabı "Psikrometri-I" kitabında verilmektedir.

"Ka" konumuna göre aşağıdaki değerler psikrometrik diyagramdan okunur:

$$t_{Ka} = 29.6^{\circ}\text{CKT}$$

$$h_{Ka} = 60.0 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{Ka} = 12.0 \text{ gr/kg}$$

Bu duruma göre klima santrali soğutucu batarya büyüklüğü:

$$\Sigma Q_{\text{sistem}} = V \times (1/\gamma) \times (h_{Ka} - h_{SA})$$

$$\Sigma Q_{\text{sistem}} = 11\,290 \times (1/0.850) \times (60.0 - 41.0)$$

$$\Sigma Q_{\text{sistem}} = 252\,365 \text{ kJ/saat} = 70 \text{ kW}$$

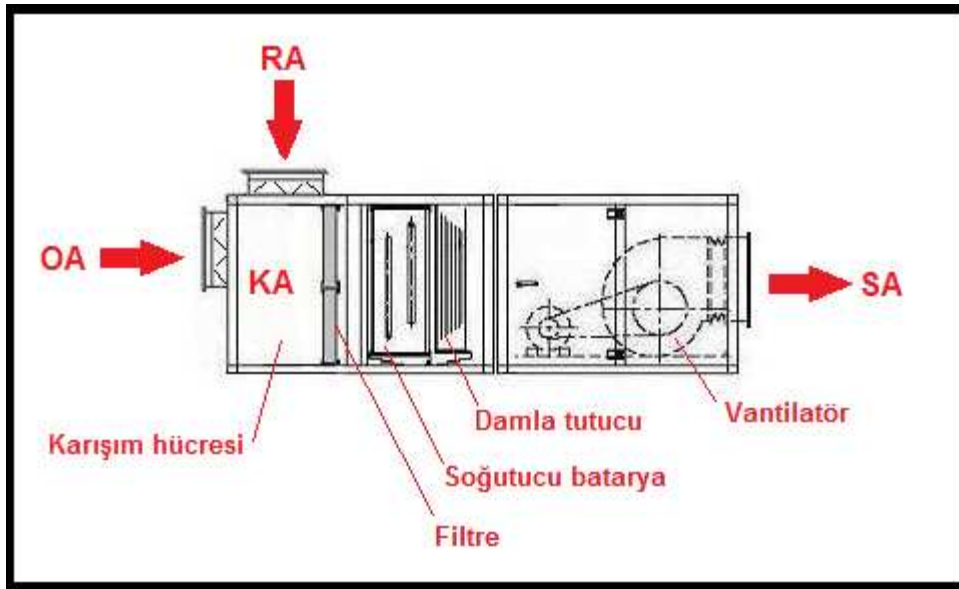
Karışım havasından alınan nem miktarı ise:

$$M = V \times (1/\gamma) \times (w_{Ka} - w_{SA})$$

$$M = 11\,290 \times (1/0.850) \times (12.0 - 9.4)$$

$$M = 34\,534 \text{ gr/saat} = 34.534 \text{ kg/saat'tir.}$$

Karışım havalı klima santralının şematik olarak gösterimi aşağıdadır.



2.4. DÜŞÜK DUYULUR ISI ORANLI YAZ KLİMASI

Gizli ısı yükünün yüksek olduğu mahallerde mahal duyulur ısı oranı son derece düşüktür. Bu durum insan sayısının yüksek olduğu ve/veya sıvı buharlaşması nedeniyle gizli ısı kazanımının gerçekleştiği mahallerde, örneğin gece kulüplerinde, sinema ve konser salonlarında, kapalı yüzme havuzlarında sıkça rastlanır. Bunlara ilaveten dış hava şartı olarak

yüksek bağıl neme sahip olan ve yüksek oranda dış hava ile çalışmak zorunda olunan klima santrallerinde de sıkça rastlanan bir durumdur. Böyle bir durumda cihaz çiy noktası "ADP"yi düşük sıcaklıklarda tutmak çözüm gibi görünse dahi tatbikatta bu mümkün değildir. Birçok durumda da RSHR hattı ile ESHR hattı kesişmemektedir. Böyle bir durumda "ADP"yi düşürmenin de hiçbir yararı yoktur. Bu durumu bir örnekle gösterelim.

Problem: Bir mahallin yaz uygulaması iç hava şartları 26°CKT, %50 rH, dış hava şartları ise 36°CKT, 25°CYT'dir. Mahallin soğutma yükü 48 kW olup mahal duyulur ısı oranı "RSHR" 0.55'dir. Sistem %100 dış hava ile çalışacaktır. Psikrometrik diyagramı çizin, sistemin hava debisini ve klima santralı soğutucu ve ısıtıcı batarya büyüklüklerini hesaplayın.

1. İlk olarak psikrometrik diyagram üzerinde mahal konumunu belirledikten sonra RSHR=0.55 proses hattını çizin(diyagramda kırmızı olarak gösterilen RA-SA hattı).
2. Mahal sıcaklığı ile klimatize hava üfleme sıcaklığı arasındaki farkı belirleyin. Biz bu çalışmamızda bu farkı 8°C olarak kabul ediyoruz. Dolayısıyla üfleme kuru termometre sıcaklığı 26-8=18°CKT olur. "t_{db}" absisi üzerinde t_{SA}=18°CKT noktasını belirleyip bu noktadan bir sabit sıcaklık çizgisi çizin (düşey yeşil çizgi).
3. Düşey yeşil çizgiyle RSHR kırmızı hattının kesiştiği nokta bizim klimatize hava üfleme konumu "SA"dır. (~18°CKT, %62 rH). Bu konumun entalpik değeri olarak h_{SA}=39.5 kJ/kg entalpi cetveli üzerinden okunur.
4. "SA" konumundan başlayarak sabit mutlak nem hattını çizin ("SA-1" arasındaki kırmızı çizgi).
5. "OA" konumundan başlayarak öyle bir ESHR, soğutma proses hattı çizin. Bu hat mutlaka madde-4'deki sabit mutlak nem hattını kesmelidir. Bu hattın %100 doyma eğrisini kestiği nokta ADP, cihaz çiy noktasıdır. Bu nokta bize soğutucu akışkanın bataryaya giriş-çıkış şartlarını belirleyecektir.

Bir sonraki sayfada görülen psikrometrik diyagram üzerindeki OA-1-ADP hattı %100 dış havanın klima santralındaki soğutucu bataryada soğutulması ve mutlak neminin azaltılması prosesidir. Soğutulmuş %100 dış hava soğutucu bataryadan "1" şartlarında çıkmaktadır. Bu şartları şöyle özetleyebiliriz:

$$\begin{aligned}t_{SA} &= 11^{\circ}\text{CKT (kuru termometre sıcaklığı)} \\rH &= \%96 \text{ (bağıl nem oranı)} \\h_1 &= 31.4 \text{ kJ/kg (entalpi)} \\w_1 &= w_{SA} = 8.0 \text{ gr/kg}\end{aligned}$$

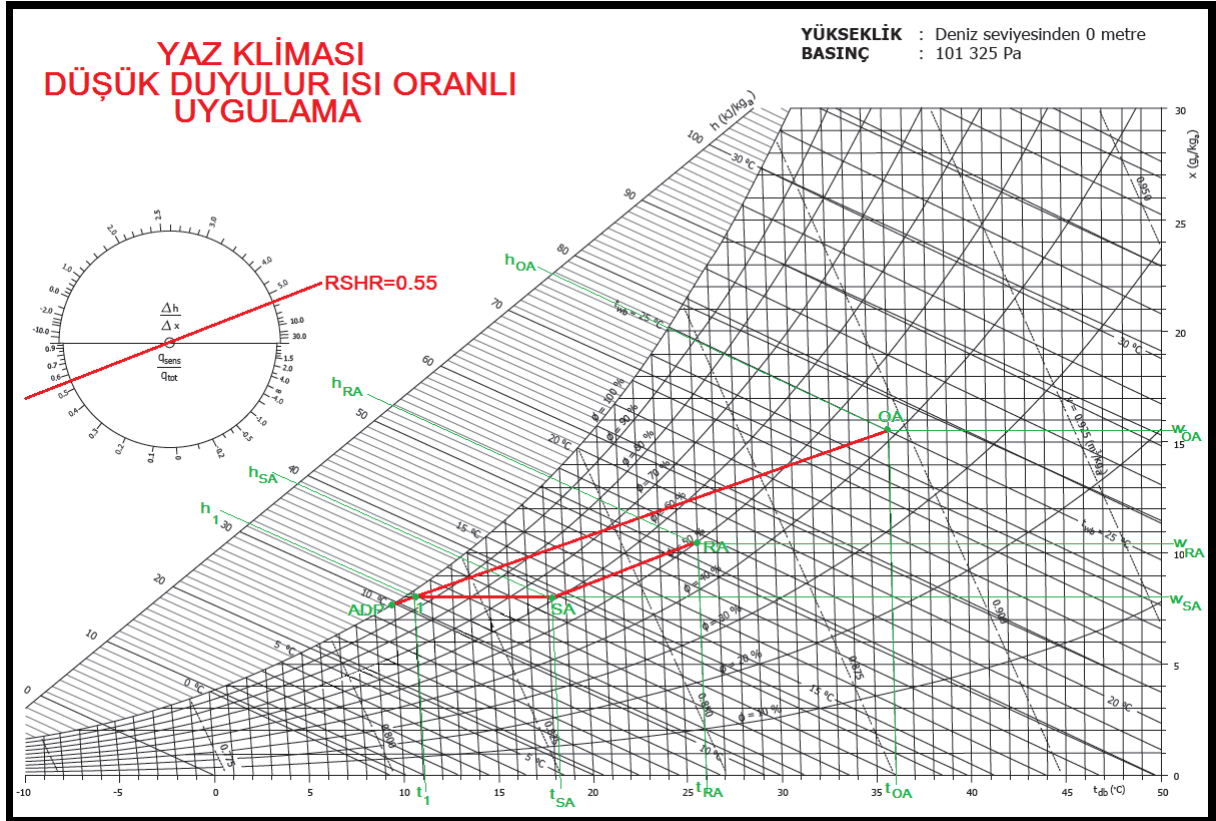
Bir sonraki proses ise "1" şartlarındaki havanın "SA" şartlarına kadar ısıtılmasıdır. "1-SA" hattı bu ısıtma işlemi belirlemektedir. Bu işlem esnasında %100 dış hava, soğutma prosesini takiben "t_{SA}" şartlarına, 18.2°CKT'ye kadar ısıtılmaktadır. İşlem salt ısıtma prosesinden ibaret olduğu için mutlak nem oranında herhangi bir değişiklik söz konusu değildir. "SA" şartlarını da şu şekilde özetleyebiliriz:

$$\begin{aligned}t_{SA} &= 18.2^{\circ}\text{CKT (kuru termometre sıcaklığı)} \\rH &= \%96 \text{ (bağıl nem oranı)}\end{aligned}$$

$$h_{SA} = 38.6 \text{ kJ/kg (entalpi)}$$

$$w_1 = w_{SA} = 8.0 \text{ gr/kg}$$

Bundan sonraki işlem "SA-RA" hattı ile gösterilmekte olup mahalle "SA" şartlarında üflenen klimatize havanın mahalde duyulur ve gizli ısı kazanmak suretiyle "RA" koşullarına gelmesidir. Bu proseslerin tamamı aşağıdaki psikrometrik diyagramda görülmektedir



Önce hava debisini belirleyim, bilahare soğutucu ve ısıtıcı bataryaların büyüklüklerini hesaplayalım.

$$V = Q_{duy.mahal} / (c_p \times \Delta t \times \gamma)$$

$$Q_{duy.mahal} = \Sigma Q_{mahal} \times RSHR$$

$$Q_{duy.mahal} = 48 \times 0.55 = 26.4 \text{ kW} = 95 \text{ 172 kJ/saat}$$

Aşağıdaki değerler psikrometrik diyagramdan okunur:

$$t_{RA} = 26^{\circ}\text{CKT}$$

$$h_{RA} = 52.8 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{SA} = 18.2^{\circ}\text{CKT}$$

$$h_{SA} = 38.6 \text{ kJ/kg}$$

$$\gamma = 0.850 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Bu duruma göre:

$$V = 95\,172 / [1.041 \times 8 \times (1/0.850)]$$

$$V = 9723 \text{ m}^3/\text{saat}$$

Hesapladığımız debinin mahal toplam soğutma yükü karşılayıp karşılamadığını kontrol edelim.

$$\Sigma Q_{\text{mahal}} = V \times (1/\gamma) \times (h_{\text{RA}} - h_{\text{SA}})$$

$$\Sigma Q_{\text{mahal}} = 9723 \times (1/0.850) \times (52.8 - 38.6)$$

$$\Sigma Q_{\text{mahal}} = 162\,431 \text{ kJ/saat} = 45.06 \text{ kW} \dots\dots\dots \text{Hava debisi doğrulanmıştır.}$$

Soğutucu batarya büyüklüğünün hesabı:

$$Q_{\text{soğutucu}} = V \times (1/\gamma) \times (h_{\text{OA}} - h_1)$$

$$Q_{\text{soğutucu}} = 9723 \times (1/0.850) \times (76.8 - 31.4)$$

$$Q_{\text{soğutucu}} = 519\,323 \text{ kJ/saat} = 144 \text{ kW}$$

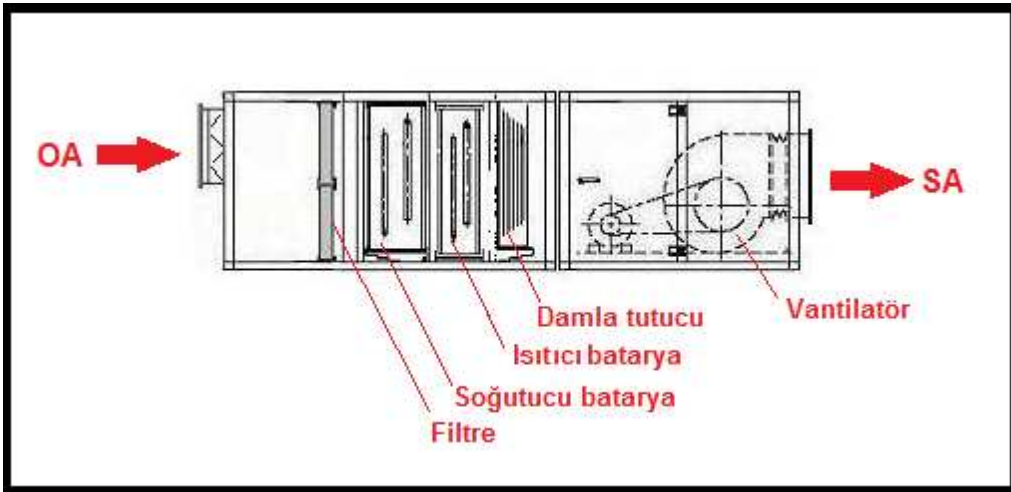
Isıtıcı batarya büyüklüğünün hesabı:

$$Q_{\text{soğutucu}} = V \times (1/\gamma) \times (h_{\text{SA}} - h_1)$$

$$Q_{\text{soğutucu}} = 9723 \times (1/0.850) \times (38.6 - 31.4)$$

$$Q_{\text{soğutucu}} = 82\,360 \text{ kJ/saat} = 23 \text{ kW}$$

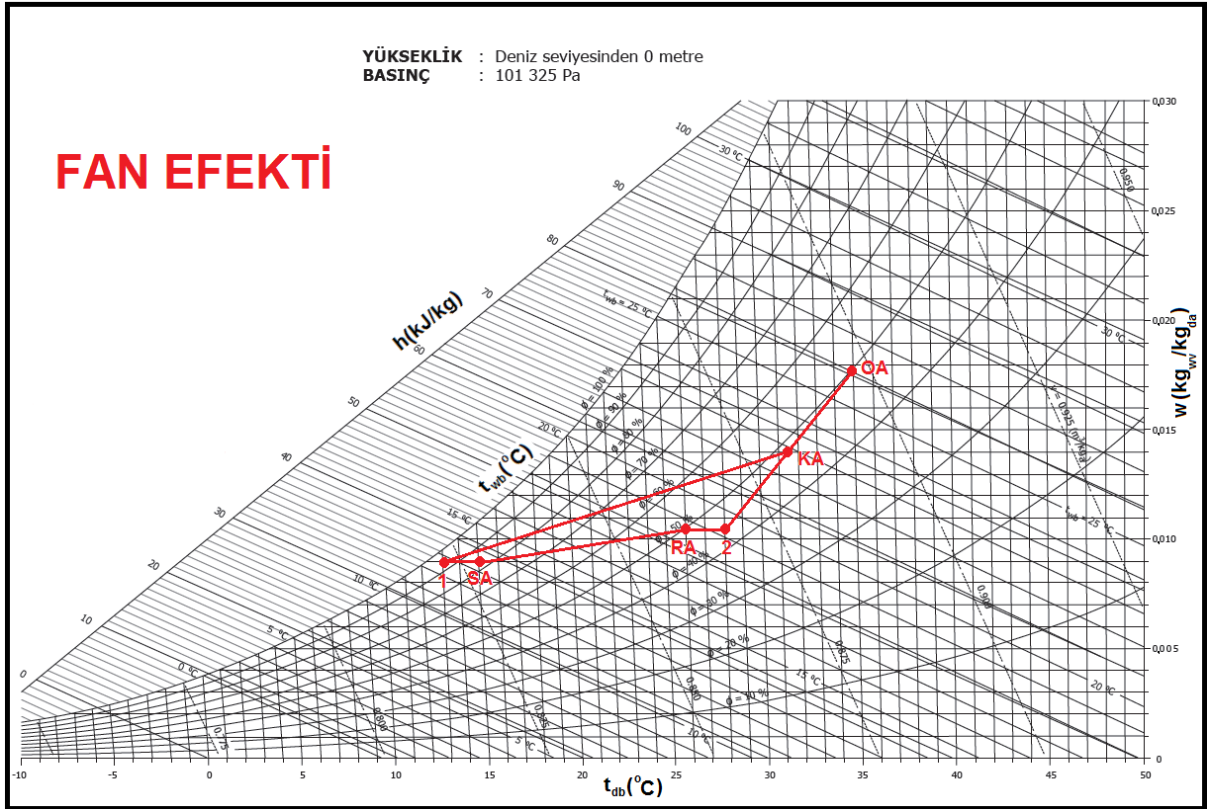
Bu işleme uygun klima santralının şematik çizimi aşağıdadır.



Bu tarzdaki düşük duyulur ısı oranlı bir klima sistemi istenen mahal şartlarının temini açısından uygundur. Enerji tasarrufu açısından son derece gayri ekonomik bir uygulamadır. Çünkü egzost edilen mahal havasının enerjisi geri kazanılmamaktadır. Ayrıyeten hava nem alabilmek için aşırı soğutulmakta, bilahare ısıtılmaktadır. Soğutma için 144 kW, tekrar ısıtma için de 23 kW olmak üzere toplam 167 kW enerjiye ihtiyaç göstermektedir. Bu konu detaylı olarak "3. ISI GERİ KAZANIMLI SİSTEMLER"de incelenecektir.

2.5. FAN EFEKTİNİN SİSTEME ETKİSİ.

Bu konu detaylı bir biçimde PSİKROMETRİ-I isimli kitabımızda incelenmiştir. Burada kısa bir hatırlatma yapmak ve bir örnek vermekle yetineceğiz. Fan efekti hava hareketinin elektrik motoru ile tahrik edilen elemanlarca, örneğin vantilatör ve aspiratörlerle donatılmış cihazlarda, klima ve havalandırma santrallerinde, fan-coil cihazlarında görülen bir duyulur ısı kazancı prosesidir. Elektrik motorlarında verim %100 değildir. Günümüzdeki motorlarda bu verim %90'ın üzerindedir. Elektrik motoruna verilen elektrik enerjisinin verime bağlı olanı işe dönüşür. Bakiye, yani "1-η" vantilatör ve aspiratörlerde gövde ısınması, kayış-kasnaklı olanlarda kayma-sürtünmeden meydana gelen ısınma neticesi sevk olunan ve/veya dönüş havasının belirli bir oranda ısınmasına neden olur. Kış klimasında bir emniyet faktörü olarak kabul edilen bu durum yaz uygulamalarında dikkate alınabilir.



Bunun neticesi olarak, örneğin yaz klimasında soğutucu bataryadan çıkan klimatize hava "1-SA" hattını takip ederek ısınır. Bu ısı vantilatörden kaynaklanan ısıya eşittir. Benzer bir durum da dönüş havasında yaşanır. Mahal dönüş havası "RA-2" hattı boyunca aspiratörden kaynaklanan bir oluşum neticesi ısınır. Bu miktar vantilatörden meydana gelen ısı kazancı kadar önemli değildir. %100 dış hava ile çalışan klima santrallerinde hiç dikkate alınmaz. Karışım havalı sistemlerde dahi ihmal edilebilecek seviyelerdedir.

Gerek "1-SA" ve gerek se "RA-2" prosesleri, psikrometrik diyagramda görünübilirlik kazanması için abartılı olarak gösterilmiştir. Bunu bir örnekle gösterelim.

Problem: Toplam soğutma yükü 80kW olan, %50 karışım havalı bir klima santralının vantilatör ve aspiratör debileri 7660 m³/saattir. Vantilatör toplam basıncı 600 Pa (cihaz içi ve cihaz dışı),

aspiratör toplam basıncı ise 300 Pa (cihaz içi ve cihaz dışı). Vantilatör ve aspiratör fan etkilerini hesaplayınız.

$$h_{KA} = 68 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{SA} = 36 \text{ kJ/kg}$$

$$\gamma = 0.850 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\Sigma Q_{\text{sistem}} = 80 \text{ kW} = 288 \text{ 400 kJ/saat}$$

Klima santrali tasarımına veya klima santrali seçim yazılımına sahip değilsek şöyle bir yaklaşım yapabiliriz.

$$N_{\text{motor}} = [V \times \Delta P \times (1/0.850)] / (g \times \eta_{\text{vantilatör}} \times 3600 \times 102)$$

$$N_{\text{motor}} = [7660 \times 600 \times (1/0.850)] / (9.81 \times 0.70 \times 3600 \times 102)$$

$$N_{\text{motor}} = 2.14 \text{ kW} \dots\dots\dots 3.00 \text{ kW kabul edildi.}$$

$$\eta_{\text{elk mot}} = 0.94$$

$$Q_{\text{motor}} = (1-\eta) \times N_{\text{motor}} \times 3605 = 648.9 \text{ kJ/saat}$$

$$\Delta h_{SA-1} = Q_{\text{motor}} / [V \times (1/\gamma)]$$

$$\Delta h_{SA-1} = 648.9 / [7660 \times (1/0.850)] = 0.072 \text{ kJ/kg}$$

Bu değer toplam soğutma üzerindeki efekti $0.072/(68-36)=0.038$ yani %3.8'dir. Bu değer emniyet faktörü sınırları içinde kaldığından dikkate alınmayabilir. Aynı durum aspiratör için de geçerlidir.

2.6. DUYULUR ISI GERİ KAZANIMLI KLİMA SANTRALI, %100 DIŞ HAVALI

%100 dış hava ile çalışan, yalnız duyulur ısı geri kazanımlı klima santrali uygulamasını bölüm "1.9"da incelemiştik. Aynı uygulamayı şimdi de yaz iklimi için yapalım.

Problem: Klimatize edilmek istenen bir mahallin yaz iklimi yükü 40 kW, duyulur ısı oranı "RSHR" 0.80'dir. Klima santralında %100 harici hava kullanılması istenmektedir. Dış hava yaz dizayn şartları 36°C_{KT}, %43 rH, mahal şartları ise 26°C_{KT}, %50 rH'tır. Klima santralında duyulur ısı bazında %55 verimli plakalı ısı geri kazanım eşanjörü kullanılacaktır. Psikrometrik prosesi çizin, soğutucu batarya büyüklüğünü belirleyin.

Daha önceki yaz iklimi örneklerinde olduğu gibi, bu örnekte de yapacağımız ilk işlem hava debisinin tayinidir.

$$V = Q_{\text{duy.mahal}} / (c_p \times \Delta t \times \gamma)$$

$$Q_{\text{duy.mahal}} = \Sigma Q_{\text{mahal}} \times \text{RSHR}$$

$$Q_{\text{duy.mahal}} = 40 \times 0.80 = 32.0 \text{ kW} = 115 \text{ 220 kJ/saat}$$

$$V = 115 \text{ 220} / [1.041 \times 12 \times (1/0.850)]$$

$$V = 7840 \text{ m}^3/\text{saat}$$

Daha önceki örneklerde mahal sıcaklığı ile üfleme havası sıcaklığı arasındaki farkın 8 ila 10°C alınması önerilmişti. Ancak ADP sıcaklığının çok düşük çıkmaması için bu sıcaklık farkı daha yüksek, örneğin 12°C alınabilir. Bu örnekte de böyle yapılmıştır. $\Delta t > 10^\circ\text{C}$ alınan uygulamalarda bu husus üfleme havasının nihai elemanların seçiminde üzerinde önemle durulması gereken bir husustur.

Şimdi de ısı geri kazanım eşanjörünün veriminin %55 olduğu kabulüyle dış havanın eşanjörden çıkış sıcaklığı " t_1 "i hesaplayalım.

$$\eta = (t_{OA} - t_1) / (t_{OA} - t_{RA}) = 0.55$$

$$t_1 = 30.5^\circ\text{C} \text{ bulunur.}$$

" t_1 " sıcaklığı bulduktan sonra ısı geri kazanım eşanjöründeki prosesi çizelim.

- "OA-1" hattı dış havanın ısı geri kazanım eşanjöründe soğuma prosesidir.
- Kesik çizgilerle gösterilen "RA-EA" hattı da mahal havasının ısınması ve egzost edilmesidir.
- Bu eşanjörün ısı geri kazanım prosesi salt duyulur ısı bazında olduğu için mutlak nem değerlerinde herhangi bir değişiklik yoktur.

2.7. DUYULUR ISI GERİ KAZANIMLI KLİMA SANTRALI, KARIŞIM HAVALI

Karışım havalı, yalnız duyulur ısı geri kazanımlı klima santrali uygulamasını bölüm "1.10"da incelemiştik. Şimdi de aynı uygulamayı yaz iklimi için yapalım.

Problem: Klimatize edilmek istenen bir mahallin yaz iklimi yükü 40 kW, duyulur ısı oranı "RSHR" 0.80'dir. Klima santralında %50 harici hava kullanılması istenmektedir. Dış hava yaz dizayn şartları 36°C, %43 rH, mahal şartları ise 26°C, %50 rH'tir. Klima santralında duyulur ısı bazında %60 verimli plakalı ısı geri kazanım eşanjörü kullanılacaktır. Psikrometrik prosesi çizin, soğutucu batarya büyüklüğünü belirleyin.

2.6'daki örnekte olduğu gibi, bu örnekte de yapacağımız ilk işlem hava debisinin tayinidir.

$$V = Q_{\text{duy.mahal}} / (c_p \times \Delta t \times \gamma)$$

$$Q_{\text{duy.mahal}} = \sum Q_{\text{mahal}} \times \text{RSHR}$$

$$Q_{\text{duy.mahal}} = 40 \times 0.80 = 32.0 \text{ kW} = 115\,220 \text{ kJ/saat}$$

$$V = 115\,220 / [1.041 \times 11 \times (1/0.850)]$$

$$V = 8553 \text{ m}^3/\text{saat}$$

İkinci işlem ise ısı geri kazanım eşanjörünün veriminin %60 olduğu kabulüyle dış havanın eşanjörden çıkış sıcaklığı " t_1 "i hesaplayalım.

$$\eta = (t_{OA} - t_1) / (t_{OA} - t_{RA}) = 0.60$$

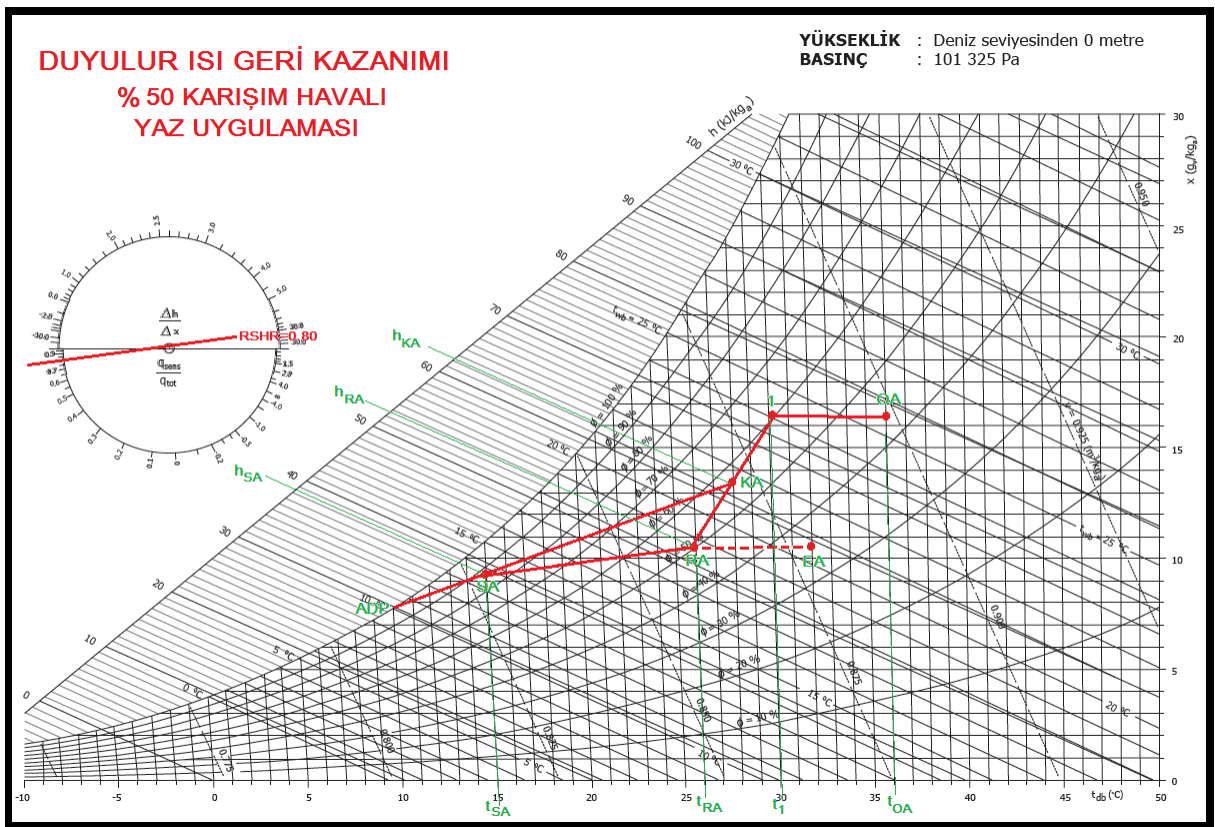
$$\eta = (36 - t_1) / (36 - 26) = 0.60$$

$$t_1 = 30.0^\circ\text{C} \text{ bulunur.}$$

Bu sıcaklığın bulunması ile psikrometrik diyagramımızı çizebiliriz.

- İlk olarak ısı geri kazanım eşanjöründe dış havanın soğuması, egzost edilen havanın ısınması prosesini çizelim. Isı geri kazanım eşanjörümüz salt duyulur ısı geri kazanımı eşanjörü olduğu için bu proses çizgilerimiz sabit mutlak nem hattı tarzında, yatay doğrular tarzında olacaktır. “OA-1” dış havanın soğuması, “RA-EA” hattı ise egzost havasının ısı transferi neticesi ısınma prosesleridir.
- RSHR=0.80 alınarak “RS-SA” hattı çizilir. Bu hattın 15°C_{KT} ile kesiştiği yer klimatize hava üfleme şartı “SA”dır.
- “1” konumu ile “RA” konumunu birleştiren düz çizgi üzerinde karışım havası yer almaktadır. Dış hava oranının %50 olması nedeniyle karışım noktası (KA) hattın ortasında yer alır.
- “KA-SA” hattını çizdiğimiz zaman bu bizim soğutma bataryasında karışım havasını soğutma işlemimizdir. “ADP” ise cihaz çiy noktasıdır.

Psikrometrik diyagramdan okuduğumuz entalpi değerlerini esas alarak soğutucu batarya büyüklüğünü hesaplayabiliriz.



$$h_{KA} = 63.2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{RA} = 52.7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{SA} = 38.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\Sigma Q_{soğ} = V \times (1/\gamma) \times (h_{KA} - h_{SA})$$

$$\Sigma Q_{soğ} = 8553 \times (1/0.850) \times (63.2 - 38.5)$$

$$\Sigma Q_{soğ} = 248\,540 \text{ kJ/saat} = 69 \text{ kW}$$

2.8. TOPLAM ENERJİ GERİ KAZANIMLI KLİMA SANTRALI,%100 DIŞ HAVALI

Problem: Klimatize edilmek istenen bir mahallin yaz kliması yükü 40 kW, duyulur ısı oranı “RSHR” 0.80’dir. Klima santrali %100 harici hava ile çalışacaktır. Dış hava yaz dizayn şartları 36°CKT, %43 rH, mahal şartları ise 26°CKT, %50 rH’tır. Klima santralında duyulur ısı bazında %70, gizli ısı bazında %50 verimi olan döner tamburlu ısı geri kazanım eşanjörü kullanılacaktır. Psikrometrik prosesi çizin, soğutucu batarya büyüklüğünü belirleyin.

Bu örnekte de yapacağımız ilk işlem hava debisinin tayinidir.

$$V = Q_{\text{duy.mahal}} / (c_p \times \Delta t \times \gamma)$$
$$Q_{\text{duy.mahal}} = \Sigma Q_{\text{mahal}} \times \text{RSHR}$$
$$Q_{\text{duy.mahal}} = 40 \times 0.80 = 32.0 \text{ kW} = 115\,220 \text{ kJ/saat}$$

$$V = 115\,220 / [1.041 \times 12 \times (1/0.850)]$$
$$V = 7840 \text{ m}^3/\text{saat}$$

İkinci işlem olarak döner tamburumuzdan dış havanın çıkış şartlarını belirlemek olacaktır. Bunun için iki verimi de kullanacağız.

Önce duyulur ısı geri kazanım verimini esas alarak döner tamburdan dış havanın çıkış kuru termometre sıcaklığını bulalım.

$$\eta_{\text{duyulur}} = (t_{\text{OA}} - t_1) / (t_{\text{OA}} - t_{\text{RA}}) = 0.70$$
$$\eta_{\text{duyulur}} = (36 - t_1) / (36 - 26) = 0.70$$
$$t_1 = 29^\circ\text{CKT}$$

Şimdi de gizli ısı geri kazanım verimini esas alarak döner tamburdan dış havanın mutlak nem değerini bulalım.

Psikrometrik diyagramdan aşağıdaki değerleri okuruz.

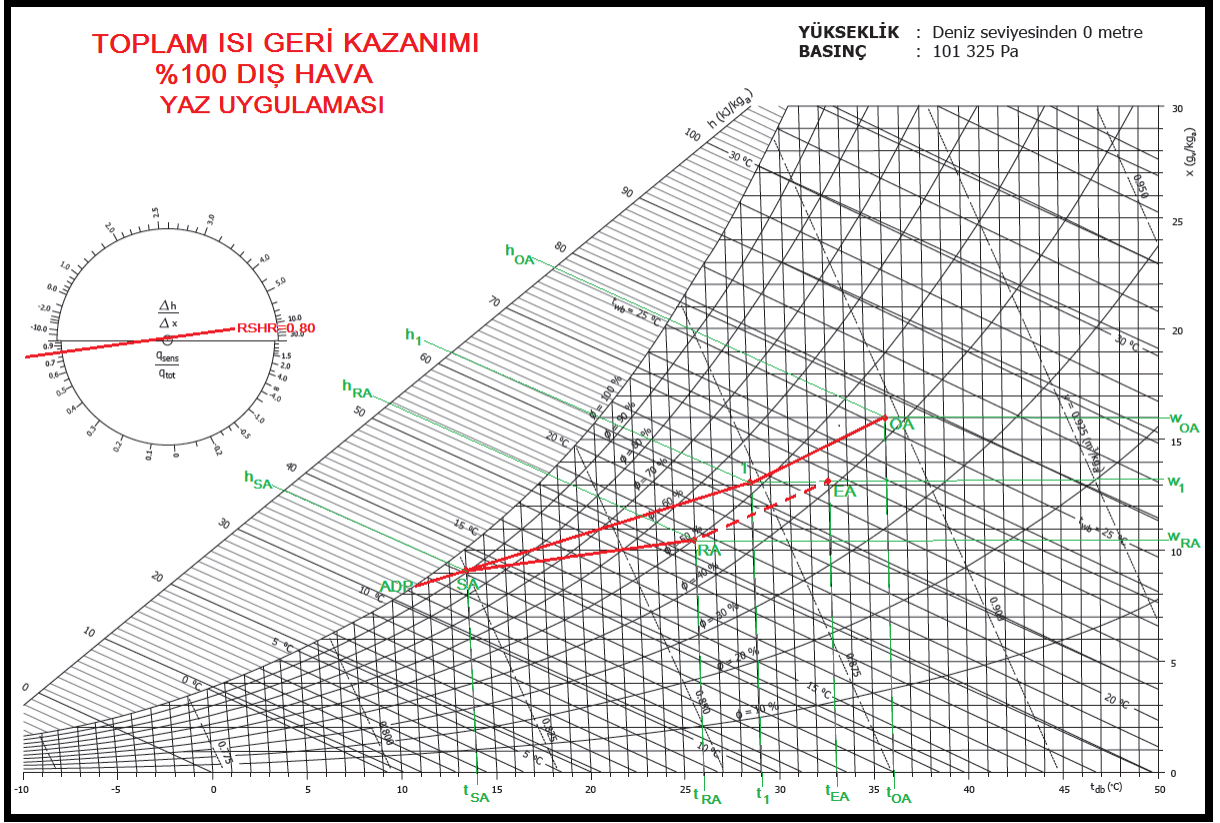
$$36^\circ\text{CKT, \%43 rH için } w_{\text{OA}} = 16.0 \text{ gr/kg}$$
$$26^\circ\text{CKT, \%50 rH için } w_{\text{OA}} = 10.4 \text{ gr/kg}$$

$$\eta_{\text{gizli}} = (w_{\text{OA}} - w_1) / (w_{\text{OA}} - w_{\text{RA}}) = 0.50$$
$$\eta_{\text{gizli}} = (16.0 - w_1) / (16.0 - 10.4) = 0.50$$
$$w_1 = 13.2 \text{ gr/kg}$$

“1” noktasının psikrometrik diyagramda 29°CKT dikmesi ile 13.2 gr/kg yatay hattının kesiştiği yer olarak belirlenir. Benzeri bir hesaplama ile “EA” konumu da belirlenir. Bu değerlerin belirlenmesini takiben psikrometrik diyagramımızı çizebiliriz.

- “OA-1” hattı döner tamburlu ısı geri kazanım eşanjöründeki dış havanın soğuma, “RA-EA” hattı ise dış havadan transfer olunan enerji ile egzost havasının ısınma hattıdır. “RA-EA” hattının bizim klima prosesi ile doğrudan bir ilgisi yoktur. Yalnız bilgi açısından verilmektedir.

- “RSHR” değeri esas alınarak, “RA” konumundan başlayarak “RA-SA” hattını çizebiliriz. Bu hat üflenen klimatize havanın mahalde duyulur ve gizli ısı kazanmasını gösterir. Bu hattın “ t_{SA} ” dikmesini kestiği nokta da klimatize havanın üfleme şartı “SA”dır.



Şimdi ısı geri kazanımdaki enerji tasarrufunu ve soğutucu batarya büyüklüğünü belirleyebiliriz:

$$\Sigma Q_{IGK} = V \times (1/\gamma) \times (h_{OA} - h_1)$$

$$\Sigma Q_{Soğ} = V \times (1/\gamma) \times (h_1 - h_{SA})$$

$$h_{OA} = 77.4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 62.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{RA} = 52.8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{SA} = 37.0 \text{ kJ/kg}$$

$$\Sigma Q_{IGK} = 7840 \times (1/0.850) \times (77.4 - 62.0)$$

$$\Sigma Q_{IGK} = 142\,042 \text{ kJ/saat} = 39.5 \text{ kW enerji geri kazanımı (tasarrufu)}$$

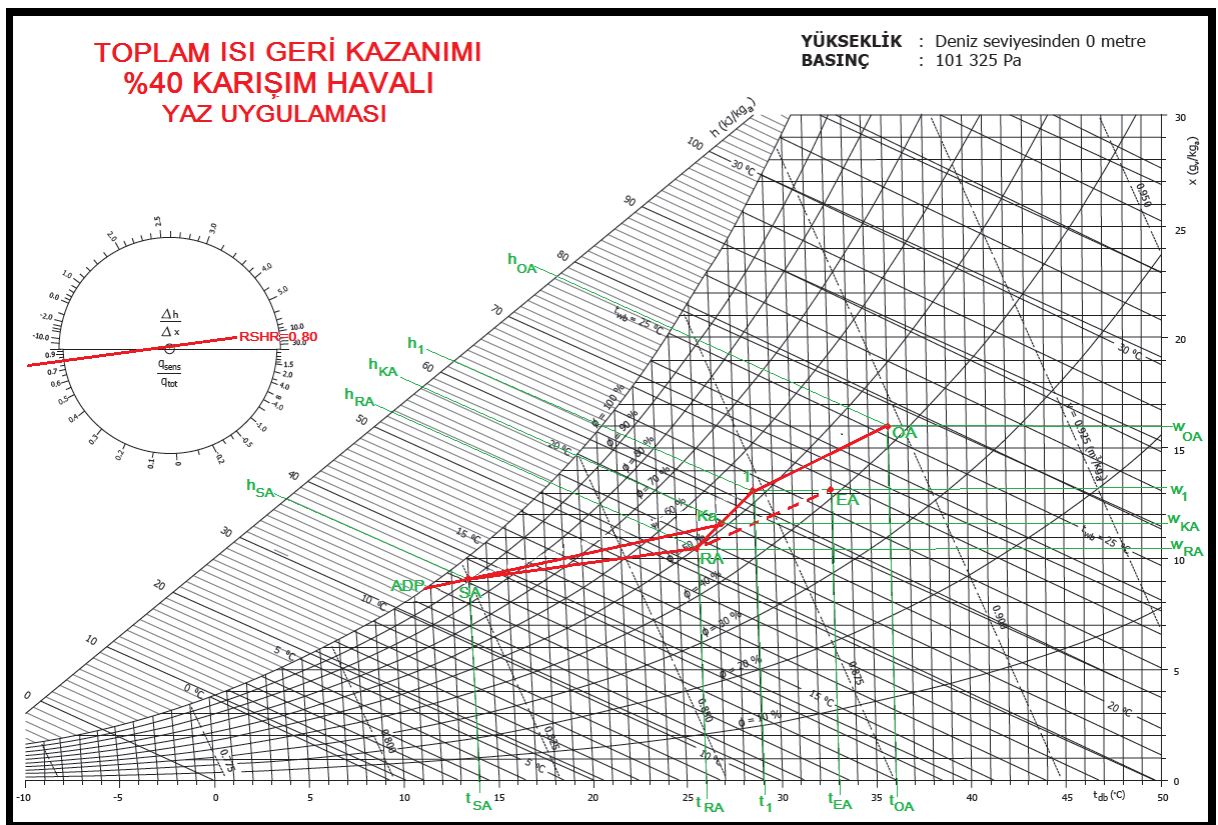
$$\Sigma Q_{Soğ} = 7840 \times (1/0.850) \times (62.0 - 37.0)$$

$$\Sigma Q_{Soğ} = 230\,588 \text{ kJ/saat} = 64.0 \text{ kW soğutma yükü}$$

Eğer ısı geri kazanımı uygulanmasaydı toplam soğutma yükü 103.5 kW olurdu.

2.9. TOPLAM ENERJİ GERİ KAZANIMLI KLİMA SANTRALI, KARIŞIM HAVALI

Problem: Klimatize edilmek istenen bir mahallin yaz kliması yükü 40 kW, duyulur ısı oranı “RSHR” 0.80’dir. Klima santrali %40 harici hava ile çalışacaktır. Dış hava yaz dizayn şartları 36°CKT, %43 rH, mahal şartları ise 26°CKT, %50 rH’tır. Klima santralinde duyulur ısı bazında %70, gizli ısı bazında %50 verimi olan döner tamburlu ısı geri kazanım eşanjörü kullanılacaktır. Psikrometrik prosesi çizin, soğutucu batarya büyüklüğünü belirleyin.



2.8’deki örnekte hava debisi, döner tamburlu eşanjör giriş-çıkış şartları hesaplanmıştı. Buradaki çözüm ve bulunan değerler aynı olduğundan hesapları tekrarlamıyoruz, bu bölüme refere olunmasını öneriyoruz. Bu konuları psikrometrik diyagram üzerine yerleştirdikten sonra karışım noktası –nı buluruz. Psikrometri-I kitabında detaylı olarak anlatılan bu bahsi, konuyu hatırlamak açısından burada tekrarlıyoruz.

$$M_{Ka} = M_{RA} + M_1$$

Burada “M” hava kütesini simgelemektedir ve hava debisi ile havanın yoğunluğunun çarpımına eşittir.

$$M = V \times (1/ \gamma) \dots\dots\dots(kg/saat)$$

Bu duruma göre formülümüzü aşağıdaki tarzda düzenleyebiliriz.

$$V_{Ka}(1/\gamma_{Ka}) = V_{RA}(1/\gamma_{RA}) + V_1(1/\gamma_1)$$

Oda ve dış havanın özgül hacimlerinin eşit olduğunu kabul edersek formülümüz aşağıdaki şekle dönüşür.

$$V_{Ka} = V_{RA} + V_1$$

$$V_{Ka} \cdot c_p \cdot t_{Ka} = V_{RA} \cdot c_p \cdot t_{RA} + V_1 \cdot c_p \cdot t_1$$

Bu denklemde özgül ısı "c_p" sabit olduğu için birbirini götürür ve sadeleşerek aşağıdaki duruma dönüşür. Bu formül sayesinde karışım havası sıcaklığı "t_{Ka}" aşağıdaki gibi bulunur:

$$t_{Ka} = (V_{RA} \cdot t_{RA} + V_1 \cdot t_1) / V_{Ka} \dots\dots\dots (^\circ\text{C})$$

Toplam hava debisi 7840 m³/saat olduğuna göre:

$$V_{RA} = 0.60 \times 7840 = 4704 \text{ m}^3/\text{saat}$$
$$V_1 = 0.40 \times 7840 = 3136 \text{ m}^3/\text{saat}$$

Dolayısıyla:

$$t_{Ka} = (4704 \times 26 + 3136 \times 29) / 7840$$
$$t_{Ka} = 27.2^\circ\text{C}$$

t_{Ka} = 27.2^oCKT dikmesinin "RA-1" karışım prosesi hattıyla kesiştiği nokta "Ka" karışım noktasıdır.

Karışım noktasının belirlenmesinin bir diğer yöntemi de analitik olarak bu noktanın bulunmasıdır. Bu işlemi şu şekilde özetleyebiliriz:

- "RA" ile "1" konumları birleştirilerek "RA-1" hattı oluşturulur.
- Bir cetvel yardımıyla "RA-1" hattının uzunluğu psikrometrik diyagram üzerinden ölçülür.
- Ölçülen mesafenin %40'ı alınır. Bu uzunluk "RA" noktasından ölçülerek "Ka" konumu bulunur.

Bir önceki örnekte olduğu gibi RSHR hattı çizilmiş ve "SA" konumu belirlenmiş olduğuna göre "Ka" ile "SA" birleştirilerek "Ka-SA" soğutma proses hattı belirlenir. Bu hattın %100 doyma eğrisini kestiği nokta "ADP" cihaz cıy noktasıdır.

Şimdi soğutucu bataryanın büyüklüğünü hesaplayalım.

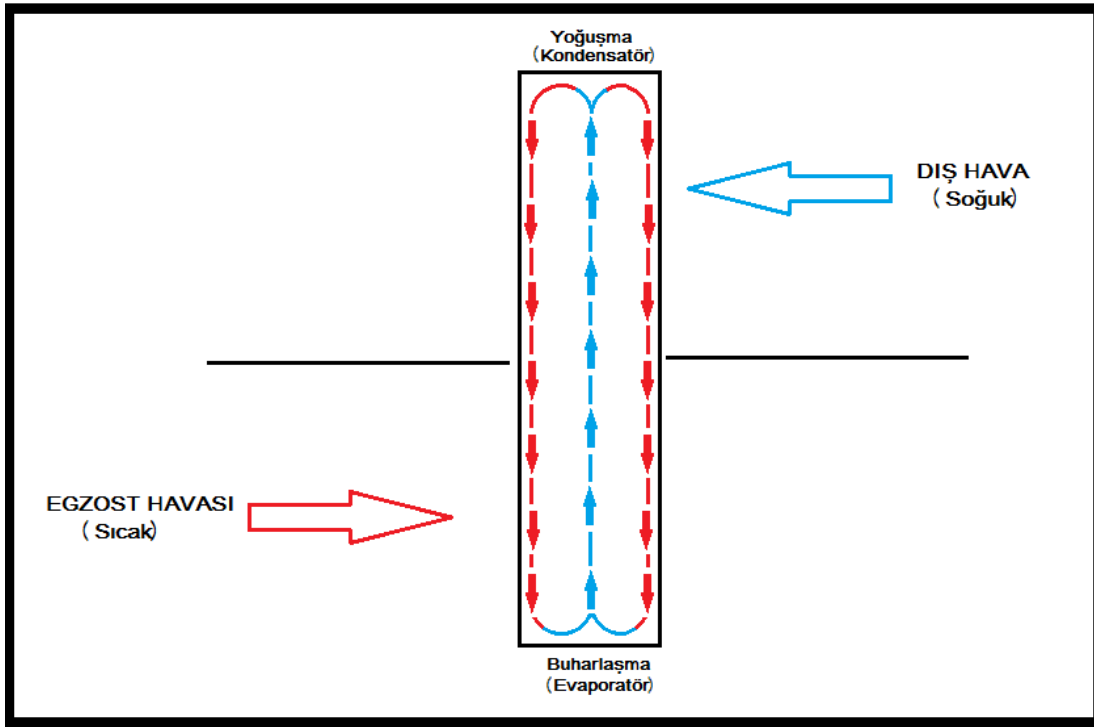
$$h_{Ka} = 57.2 \text{ kJ/kg}$$
$$h_{SA} = 37.0 \text{ kJ/kg}$$
$$\gamma = 0.850 \text{ kg/m}^3$$

$$\begin{aligned}\Sigma Q_{so\ddot{g}} &= \Sigma V \times (1/\gamma) \times (h_{Ka} - h_{SA}) \\ \Sigma Q_{so\ddot{g}} &= 7840 \times (1/0.850) \times (57.2 - 37.0) \\ \Sigma Q_{so\ddot{g}} &= 186\,315 \text{ kJ/saat} = 51.75 \text{ kW}\end{aligned}$$

3. ÖZEL UYGULAMALAR

3.1. AT NALI ISI BORUSU UYGULAMALARI

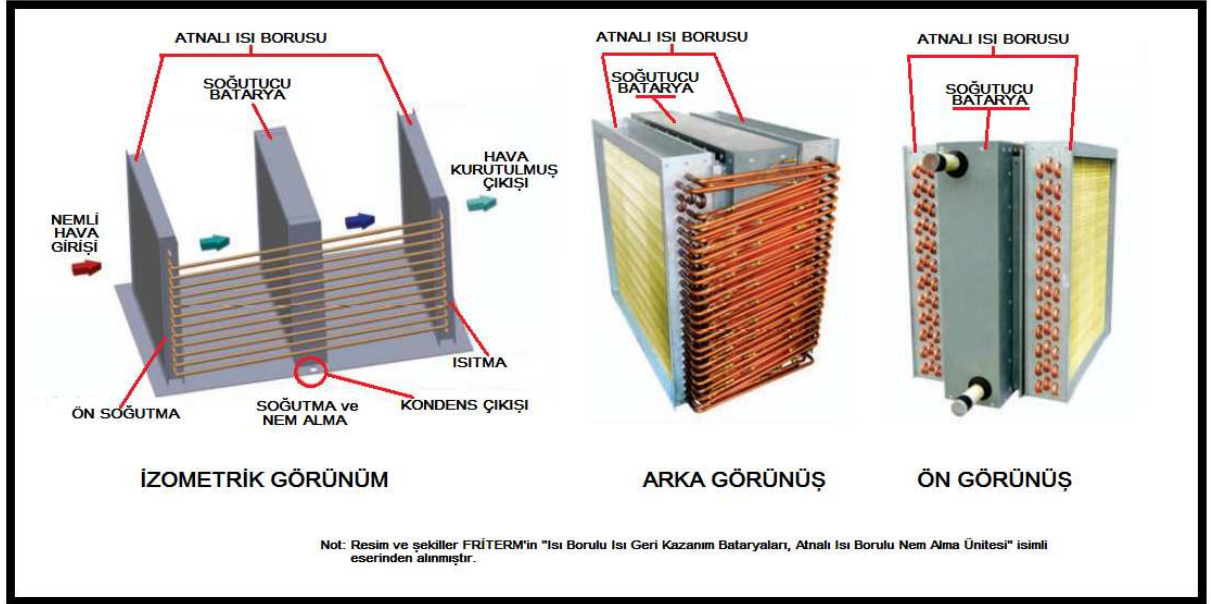
Isı boruları veya yaygın olan İngilizce tanımıyla “heat pipe” aslında yerçekimi ile çalışan pasif bir ısı geri kazanım ve transferi elemanıdır. Konstrüksiyon olarak bakır boru-aluminyum/bakır kanatlı hava ısıtıcı/soğutucu bataryaları andırmaktadır. Boruların içleri fabrikasyon esnasında R-134A, R404A gibi soğutucu akışkanlarla doldurulmuştur. Çalışma prensibi aşağıdaki şemada görülmektedir.



Isı borusunun alt bölümünden geçen sıcak hava, içindeki ısının bir miktarını transfer ederek eşanjör içindeki akışkanın buharlaşmasına neden olur. Buharlaşan akışkan yoğunluk farkı nedeniyle yükselir (mavi oklar). Üst kısma gelince ise soğuk dış hava ile temas eder, içindeki ısı enerjisini soğuk havaya transfer ederek ısınmasına neden olur. Kendi de ısı kaybı neticesi yoğuşur, yoğunluğu arttığı için tekrar aşağı iner (kırmızı oklar). Bu ısı geri kazanım cihazlarının verimleri yalnız duyulur ısı bazında olup genelde %50'nin altındadır. Yerçekimi ile çalıştıkları için genelde dik bir yapıya veya kondenser kısmının daha yüksek bir seviyede olmaları gerekir.

Atnalı uygulaması da aynı prensip ile çalışan, nem alma işlemlerinde enerji tasarrufuna yönelik bir uygulamadır.

Bu uygulama ile ilgili resimler aşağıda görülmektedir.



Resimlerde de görüldüğü gibi ısı borusu atnalı tarzında imal edilmiş; “U” harfi tarzındaki formunun ortasında da soğutma serpantini yerleştirilmiştir. Ancak ısıyı transfer edecek olan akışkan yerçekimi ile çalıştığı için kondenser görevini gören ısıtma parçası biraz daha yükseğe yerleştirilmiş bulunmaktadır.

Nemli ve sıcak hava ilk olarak , ön soğutma amacıyla atnalı ısı borusunun evaporatör kısmıyla temas ederek içindeki ısının bir kısmını akışkana transfer ederek duyulur ısı bazında bir soğuma işlemine tabi olur. Bu işlemden sonra kısmen soğumuş hava soğutucu batarya ile temas eder. Burada hem soğutma hem de nem alma işlemleri gerçekleştirilir. Nem alma miktarı soğutucu bataryada kullanılan soğutucu akışkanın ve dolayısıyla soğutucu bataryanın satih sıcaklığına bağlıdır. İçindeki nemi büyük oranda burada bırakan hava atnalı ısı borusunun son elemanı olan kondenser kısmıyla temasa geçer. Burada daha önce soğurken vermiş olduğu ısıyı geri kazanır, ısınmış ve nemi düşmüş olarak mahalle sevk olunur.

Şimdi bu işemi bir örnekle pekiştirelim:

Problem: Kapalı bir yüzme havuzundaki toplam buharlaşma miktarı 42 kg/saat'tir. Yüzme havuzunun bulunduğu mahallin tasarım şartları 26°CKT, %50 rH olup müsaade edilen maksimum bağıl nem seviyesi %65'dir. Sistem %100 resirküle hava ile çalışmaktadır. Isı borusunun verimi %50'dir.Aşağıdaki doneleri bulunuz:

- Gerekli hava debisi
- Gerekli soğutma yükü
- Atnalı ısı borusu kullanılsaydı gerekli olacak soğutma ve son ısıtma yükleri.

Yapacağımız ilk işlem havanın soğutucu bataryadan çıkış sıcaklığını tahmin etmektir. Bunun için mahal tasarım şartı olan 26°CKT, %50 rH'ı psikrometrik diyagram üzerinde belirler, bu noktadan yatay bir hat çizeriz. Hattımız %100 doyma eğrisini 14.4°C'ta

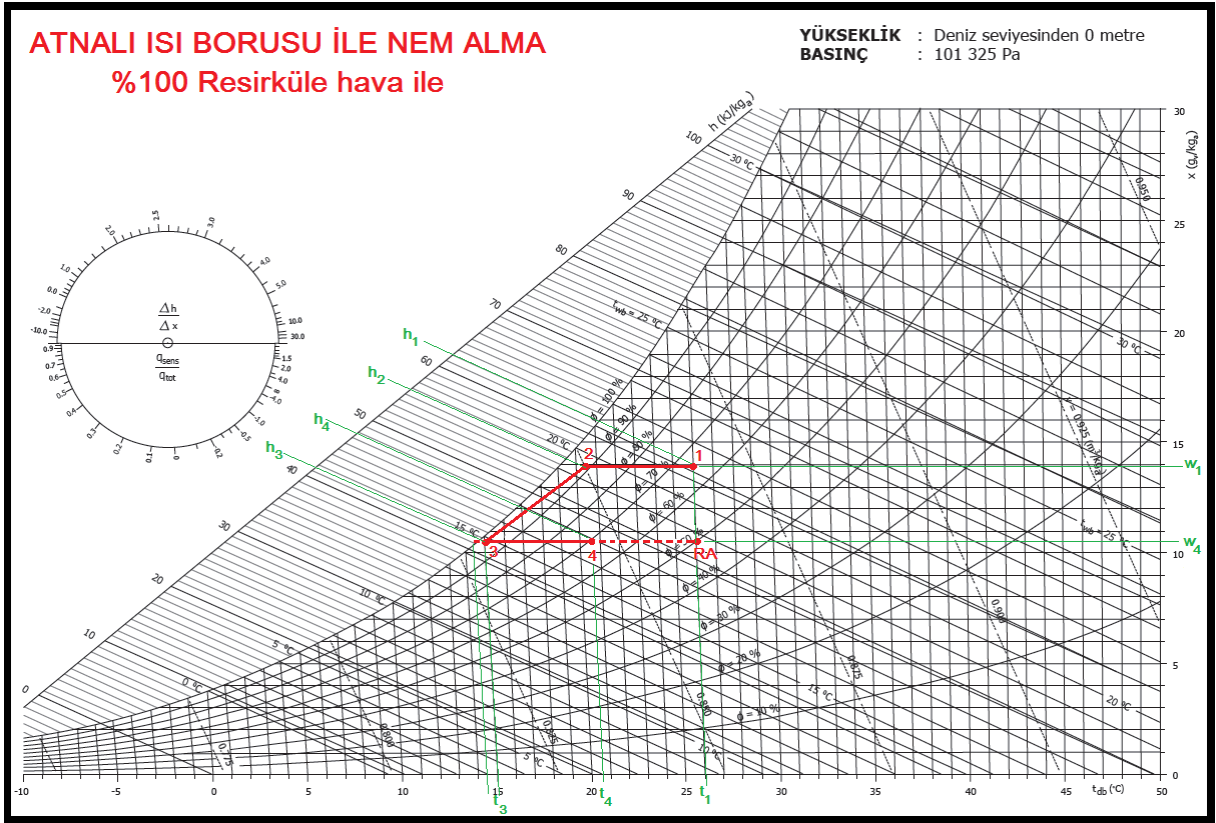
kestiğine göre soğutucu batarya çıkışını yaklaşık %95 rH'a tekabül eden 15°CCKT olarak kabul edebiliriz. Bu sıcaklık "t₃" kuru termometre sıcaklığıdır.

Bundan sonra yapılacak ikinci işlem TS-308'e göre ısı geri kazanım ünitesi verim denklemini kurmak ve gerekli "t₂" sıcaklığını bulmaktır.

$$\eta = (t_1 - t_2) / (t_1 - t_3)$$
$$0.50 = (26 - t_2) / (26 - 15)$$
$$t_2 = 20.5^{\circ}\text{CKT}$$

Aynı şekilde t₄ kuru termometre sıcaklığını da bulabiliriz. Bu sıcaklık ta 20.5°CCKT bulunur.

Şimdi artık psikrometrik diyagramı çizebiliriz.



Psikrometrik diyagramımızda "RA" konumu mahal şartlarını, "1" konumu da maksimum mahal şartlarını belirlemektedir. "1-2" ve "3-4" doğrularıyla gösterilen prosesler atnalı ısı borusundaki ısı alışverişlerini göstermektedir. "1" konumundaki iç hava ısı borusunun üzerinden geçerken "2" noktasına kadar duyulur soğutma işlemine tabi olmaktadır. "2" konumunda ısı borusunu terk eden hava soğutucu bataryada "3" konumuna kadar soğutulmakta ve nemi alınmaktadır. "3" konumundaki hava ise atnalı ısı eşanjörünün son kademesinden geçerek "4" konumuna kadar ısıtılmakta ve mahalle sevk edilmektedir.

Bu örnekte yalnız nem alma öngörüldüğünden "4" konumundaki havanın "RA" şartlarına kadar tekrar ısıtılması yapılmamaktadır. Mahalde ayrı bir ısıtma sistemi ve/veya dahili ısı kazançlarının olduğu varsayılmaktadır. Eğer "RA" şartlarına kadar bir

Isıtma işlemi gerekirse, "4-RA" prosesinde gösterilen son ısıtıcı bataryanın klima santralına ilavesi gerekir.

Şimdi psikrometrik diyagram üzerinden okuduğumuz değerleri kaydedelim.

$$w_1 = 13.9 \text{ gr/kg}$$

$$w_2 = 10.8 \text{ gr/kg}$$

$$h_1 = 62.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 55.7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 41.5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 47.8 \text{ kJ/kg}$$

Verilen değerleri esas alarak hava debisini belirleyelim:

$$V = (M \times 1000) / [(w_1 - w_4) \times (1/\gamma)] \dots\dots\dots (M = 42 \text{ kg/saat})$$

$$V = (42 \times 1000) / [(13.9 - 10.8) \times (1/0.850)]$$

$$V = 11\,516 \text{ m}^3/\text{saat}$$

Şimdi de soğutucu batarya büyüklüğünü belirleyelim.

$$Q_{\text{soğ}} = V \times (1/\gamma) \times (h_2 - h_3)$$

$$Q_{\text{soğ}} = 11\,516 \times (1/0.850) \times (55.7 - 41.5)$$

$$Q_{\text{soğ}} = 192\,385 \text{ kJ/saat}$$

$$Q_{\text{soğ}} = 53.4 \text{ kW}$$

Atnalı ısı borusu uygulaması, daha önce de belirtildiği gibi enerji tasarrufuna yönelik bir uygulamadır. Eğer bu uygulama yerine klasik soğutma ve son ısıtma uygulamasını yapmış olsaydık enerji sarfiyatımız ne olurdu hesaplayalım.

$$Q_{\text{soğ}} = V \times (1/\gamma) \times (h_1 - h_3)$$

$$Q_{\text{soğ}} = 11\,516 \times (1/0.850) \times (62.0 - 41.5)$$

$$Q_{\text{soğ}} = 277\,739 \text{ kJ/saat}$$

$$Q_{\text{soğ}} = 77.2 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{isit}} = V \times (1/\gamma) \times (h_4 - h_3)$$

$$Q_{\text{isit}} = 11\,516 \times (1/0.850) \times (47.8 - 41.5)$$

$$Q_{\text{isit}} = 85\,354 \text{ kJ/kW}$$

$$Q_{\text{isit}} = 23.7 \text{ kW}$$

$$\Sigma Q = Q_{\text{soğ}} + Q_{\text{isit}}$$

$$\Sigma Q = 77.2 + 23.7 = 100.9 \text{ kW}$$

Bu uygulamadaki enerji tasarrufumuz ise:

$$100.9 - 53.4 = 47.5 \text{ kW} \text{ olmaktadır.}$$

Buna benzer diğ er bir uygulama da %100 dış havalı, ancak mutlak nemi yüksek olan klima sistemlerinde nem kontrolunu atnalı ısı borusu ile sağlamaktır. Bunu da bir örnekle pekiştirelim:

Problem: Dış hava şartları 36°CKT, 27°CYT, mahal şartları 26°CKT, %50rH olan bir mahallin taze hava ihtiyacı 8000 m³/saat'tir. Sistemi %100 taze hava ile çalışacaktır ve dış hava mahalle mahal şartlarında üflenecektir. Sistemi atnalı ısı borusu kullanmak suretiyle çözüünüz. Kullanılacak ısı geri kazanım eşanjörünün verimi %45'dir.

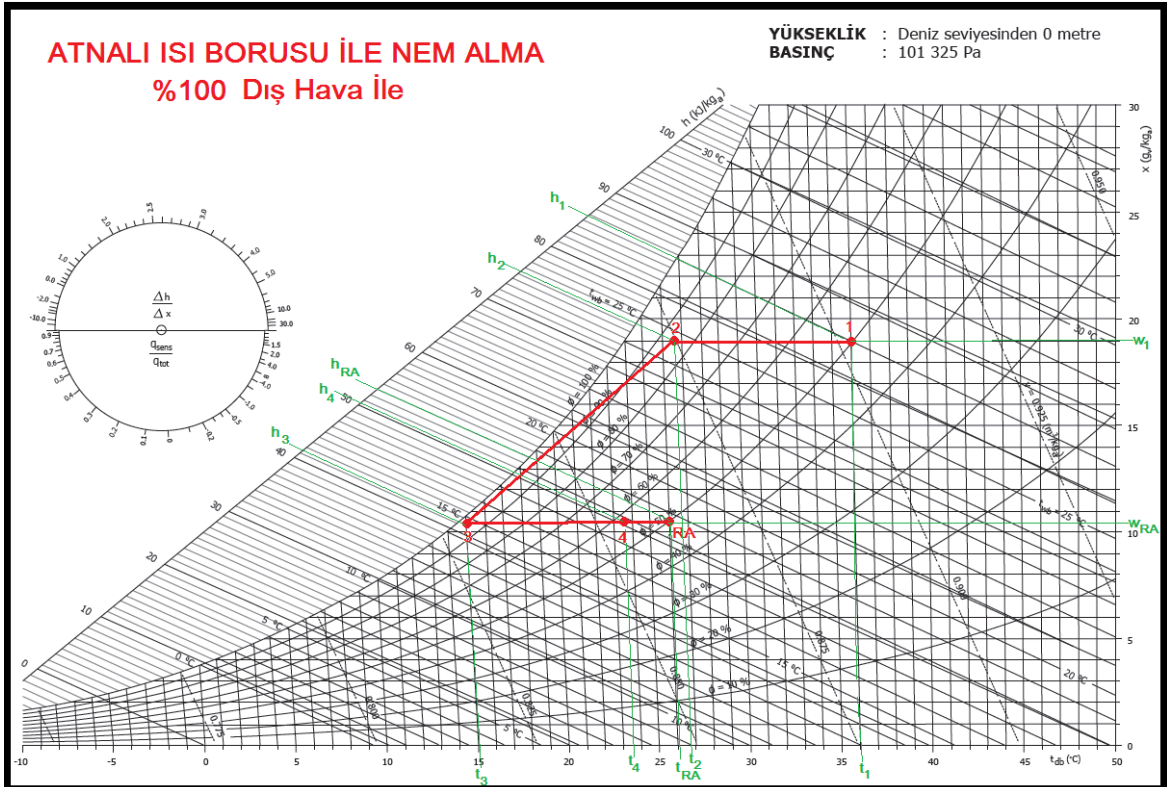
Aynı bahsin bir önceki örneğinde olduğu gibi, psikrometrik diyagramda "RA" mahal şartlarından yatay bir hat çizerek bu hattın %100 doyma eğrisiyle keşişmesi sağlanır. Bu hat üzerinde soğutucu batarya çıkış şartı 15°CKT, %97rH olarak kabul edilir. 15°CKT bizim "t₃" kuru termometre sıcaklığımızdır. İkinci aşama olarak ısı geri kazanım eşanjörü verimini esas alarak "t₂" sıcaklığını belirleriz.

$$\eta = \frac{(t_1 - t_2)}{(t_1 - t_3)}$$
$$0.45 = \frac{(36 - t_2)}{(36 - 15)}$$
$$t_2 = 26.5^\circ\text{CKT}$$

Aynı şekilde "t₄" sıcaklığını da belirleriz.

$$\eta = \frac{(t_4 - t_3)}{(t_1 - t_3)}$$
$$0.45 = \frac{(36 - t_4)}{(36 - 15)}$$
$$t_4 = 24.5^\circ\text{CKT}$$

Artık psikrometrik diyagramımızı çizebiliriz.



Bir önceki örnekte olduğu gibi bu örneğimizde de “1-2” hattı atnalı ısı borusunda dış havanın soğuması, “2-3” hattı soğutma bataryasında havanın soğutulması, “3-4” hattı da soğutucu bataryadan çıkan havanın ısı geri kazanımı sonucu “4” noktasına kadar ısınması prosesidir. Eğer mahalde herhangi bir ısı kaynağı yoksa “4-RA” prosesine uygun bir son ısıtma yapılabilir.

Aşağıdaki değerler psikrometrik diyagramdan alınmıştır.

$$\begin{aligned} h_1 &= 85.7 \text{ kJ/kg} & w_1 &= 19.0 \text{ gr/kg} \\ h_2 &= 76.4 \text{ kJ/kg} \\ h_3 &= 41.4 \text{ kJ/kg} \\ h_4 &= 50.3 \text{ kJ/kg} \\ h_{RA} &= 53.0 \text{ kJ/kg} & w_{RA} &= 10.4 \text{ gr/kg} \end{aligned}$$

Soğutucu bataryanın büyüklüğü:

$$\begin{aligned} Q_{soğ} &= V \times (1/\gamma) \times (h_2 - h_3) \\ Q_{soğ} &= 8\,000 \times (1/0.850) \times (76.4 - 41.4) \\ Q_{soğ} &= 329\,412 \text{ kJ/saat} \\ Q_{soğ} &= 91.5 \text{ kW} \end{aligned}$$

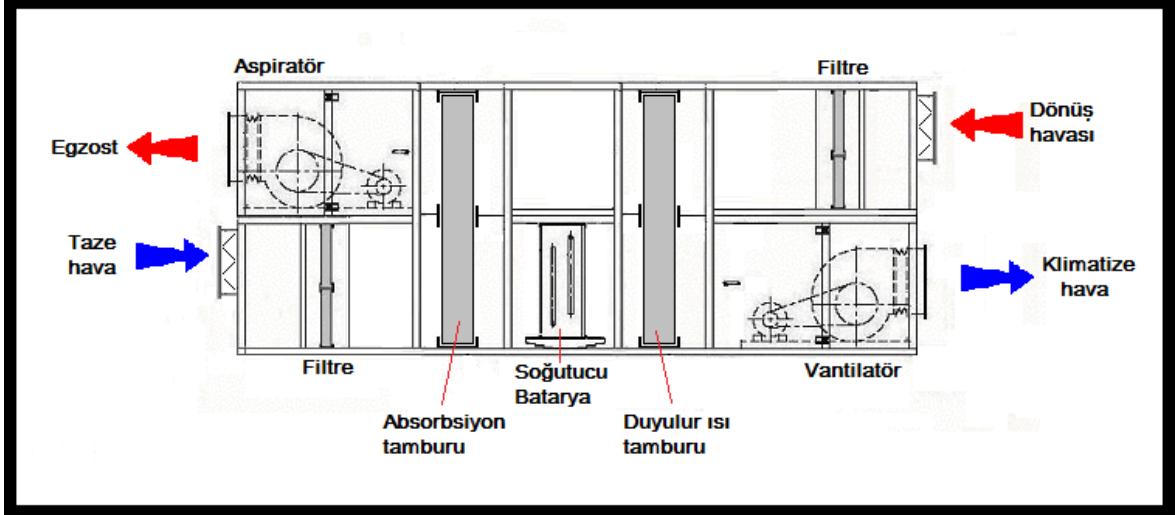
Son ısıtıcı bataryanın büyüklüğü:

$$\begin{aligned} Q_{isit} &= V \times (1/\gamma) \times (h_{RA} - h_4) \\ Q_{isit} &= 8\,000 \times (1/0.850) \times (53.0 - 50.3) \\ Q_{isit} &= 24\,412 \text{ kJ/kW} \\ Q_{isit} &= 7 \text{ kW} \end{aligned}$$

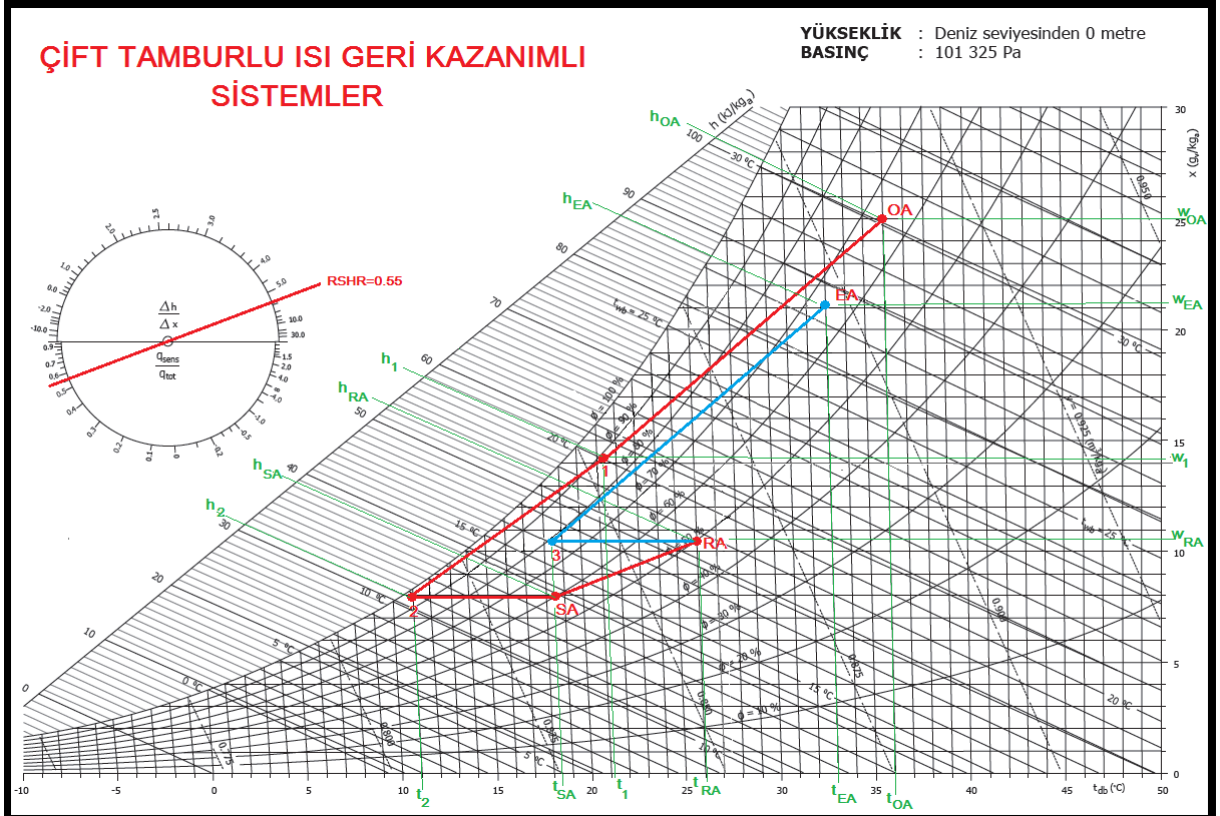
3.2. ÇİFT TAMBURLU ISI GERİ KAZANIMLI SİSTEMLER

Yüksek dış hava kuru termometre sıcaklığına ve yüksek bağıl neme sahip yerlerde gerekli konfor şartlarını temin edebilmek için havanın soğutulması, mutlak neminin azaltılması ve bilahare belirli bir konuma kadar ısıtıldıktan sonra mahalle sevk edilmesi gerekir. Bu uygulama işletme ekonomisi açısından çok pahalı bir sistemdir. Çünkü bağıl nemin kontrol edilebilmesi için havanın gereğinden fazla soğutularak neminin azaltılması, bilahare aynı havanın normal üfleme şartlarına kadar son ısıtıcıda tekrar ısıtılması gerekmektedir. Bu uygulama konu 2.4’de anlatılmıştır. Daha önce anlatılmış bu konuda maksimum enerji geri kazanımı ile minimum enerji sarfiyatı ve dolayısıyla minimum işletme masrafıyla bu prosesi gerçekleştirebilmek için geliştirilen sistemlerden biri de çift tamburlu ısı geri kazanım sistemleridir. Çift tamburlu sistem uygulamasıyla soğutma ihtiyacı minimumda tutulmakta, mahalden egzost edilen havanın içindeki enerjiden maksimum tarzda faydalanılmaktadır.

Bu uygulamada kullanılan klima santralleri iki katlı olup şematik çizimi aşağıda gösterilmektedir.



Santral %100 taze hava ile çalışmaktadır. Dönüş havası önce duyulur ısı tamburundan geçerek içinde enerjinin bir miktarını bırakmakta, bilahare absorpsiyon tamburunda ise büyük oranda hem duyulur ısısının hem de gizli ısısının taze havaya transferini gerçekleştirmektedir. Aynı şekilde taze hava da absorpsiyon tamburundan geçerek egzost edilen havanın duyulur ve gizli ısısını kazanmaktadır. Bundan sonraki aşamada taze hava soğutucu bataryada soğutulmakta, bilahere duyulur ısı tamburunda da ısı transferi sayesinde belirli bir konuma kadar ısıtılmakta ve mahalle sevk olunmaktadır.



Önceki sayfadaki psikrometrik diyagramda dış havanın klimatizasyonu ile ilgili prosesler kırmızı, dönüş-egzost havası ile ilgili prosesler de mavi hatlarla gösterilmektedir. Kırmızı "OA-1" proses hattı ile mavi "3-EA" hattı absorpsiyon tamburunda toplam enerji transferini simgelemektedir. "OA" konumundaki dış hava "1" konumuna kadar soğur ve nemini kaybederken içindeki nem ve ısıyı "3" konumundaki egzost edilecek havaya transfer etmektedir. "1-2" ise absorpsiyon tamburundan çıkan havanın soğutulması işlemidir ve hava "2" konumuna kadar soğutulmaktadır. "2" konumundaki hava ile "RA" konumundaki mahal havası ise duyulur ısı tamburunda yalnız duyulur ısı bazında ısı transferini gerçekleştirmektedir. Bu prosesler mavi "RA-3" ve kırmızı "2-SA" hatlarıyla gösterilmektedir. "SA-RA" hattı ise mahalle sevk edilen havanın %55 duyulur ısı oranıyla mahalde ısınmasını göstermektedir.

Şimdi de bununla ilgili bir örnek yapalım:

Problem: Bir mahallin duyulur ısı oranı %55, mahallin ısı yükü ise 60kW'tır. Mahal şartları 26°C_{KT}, %50_{rH}, dış hava şartları 36°C_{KT}, 30°C_{YT}'dir. Sistem %100 dış hava ile çalışacaktır. İki katlı klima santrali kullanılacak olup dış hava sırasıyla absorpsiyon tamburu, soğutucu batarya ve duyulur ısı tamburundan geçtikten sonra mahalle sevk edilecektir. Taze hava-klimatize hava iki katlı klima santralının alt katını oluşturacaktır. Üst kat ise dönüş havası-egzost için ayrılmış olup akış yönü taze havaya göre ters yöndedir (bkz. şekil s.61). Duyulur ısı tamburunun verimi %50'dir. Absorpsiyon tamburunun duyulur ısı verimi %85, gizli ısı verimi ise %75'tir. Kullanılacak soğutucu akışkan 7/12°C soğuk sudur.

- Psikrometrik diyagramı çizin
- Hava debisini belirleyin
- Soğutucu batarya yükünü belirleyin.

Soğutucu bataryada kullanılacak soğutucu akışkan 7/12°C soğuk su olduğundan soğutma prosesi cihaz çiy noktasını "ADP" 7°C, ve belirli bir by-pass oranı kabulüyle soğutucu batarya çıkış şartlarını 11°C_{KT} olarak kabul edebiliriz. (burada soğutucu bataryanın ters yönlü ısı eşanjörü olduğunu kabul ediyoruz, bu durumda ADP 7°C'tir. Eğer soğutucu batarya paralel yönlü ısı eşanjörü olsaydı ADP 12°C olurdu) Bu kabuller neticesi "2" noktasını psikrometrik diyagram üzerinde belirleyebiliriz.

Dönüş havası duyulur ısı tamburundan geçeceği için buradaki proses yatay çizgilerle gösterilecektir. Bu nedenle "2" noktasından yatay bir hat, "RA" noktasından da diğer bir yatay hattı çizebiliriz.

Şimdi sırada "RSHR" oda duyulur ısı oranını esas alarak klimatize havanın mahalde ısınmasını belirleyen yatay hattı çizmemiz gerekir. Bunun için " q_{sens}/q_{tot} " çemberinde RSHR=0.55 hattını çizer ve bunu paralel bir şekilde "RA" noktasına taşırız. Bu hatla "2" noktasından gelen yatay hattın kesiştiği nokta, klimatize havanın mahalle üfleneceği "SA" noktasıdır. Ancak bu noktanın duyulur ısı tamburunun verimi olan %50 şartını karşılaması gerekir. Şöyleki:

$$\eta = (t_{SA} - t_2) / (t_{RA} - t_2)$$

$$\eta = (t_{SA} - 11) / (26 - 11) = 0.50$$
$$t_{SA} = 18.5^{\circ}\text{CKT}$$

Dolayısıyla seçiminiz doğrudur. Eğer psikrometrik diyagramdaki çizim ile hesap neticesi bulunan “t_{SA}” birbirinden farklı çıkarsa iki uygulama yapılabilir.

- “t₂” şartının konumu, istenen eşitlik sağlanana kadar deneme-yanılma metoduyla değiştirilir, veya
- Duyulur ısı tamburunun verimi değiştirilerek yeniden belirlenir.

Aynı şekilde “3” konumunun kuru termometre sıcaklığını da hesaplayabiliriz.

$$\eta = (t_{RA} - t_3) / (t_{RA} - t_2)$$
$$\eta = (26 - t_3) / (26 - 11) = 0.50$$
$$t_3 = 18.5^{\circ}\text{CKT}$$

Egzost havası “3” konumunda absorpsiyon tamburundan geçerek bu tambura “OA” şartlarında giren dış havayla duyulur ve gizli ısı transferinde bulunur. Bu tamburun iki verimi vardır.

Duyulur ısı verimi:

$$\eta_{\text{sens}} = (t_{OA} - t_1) / (t_{OA} - t_3) = 0.85$$
$$\eta_{\text{sens}} = (36 - t_1) / (36 - 18.5) = 0.85$$
$$t_1 = 21.13^{\circ}\text{CKT}$$

Gizli ısı verimi:

$$\eta_{\text{lat}} = (w_{OA} - w_1) / (w_{OA} - w_3) = 0.75$$
$$\eta_{\text{lat}} = (24.8 - w_1) / (24.8 - 10.5) = 0.75$$
$$w_1 = 14.08 \text{ gr/kg}$$

Bu iki değeri belirledikten sonra “1” konumunu psikrometrik diyagram üzerinde işaretleyebiliriz. Şimdi de aynı yöntemle “EA” konumunu belirleyebiliriz.

$$\eta_{\text{sens}} = (t_{EA} - t_3) / (t_{OA} - t_3) = 0.85 \dots \dots \dots \text{buradan } t_{EA} = 33.38^{\circ}\text{CKT}$$

$$\eta_{\text{lat}} = (w_{OA} - w_1) / (w_{OA} - w_3) = 0.75 \dots \dots \dots \text{buradan da } w_{EA} = 21.33 \text{ gr/kg bulunur.}$$

“EA” değerleri yalnız bilgi için olup psikrometrik prosesimizle direkt ilişkili değildir.

Tekrar hava debisinin hesaplanmasına dönelim:

$$\Sigma Q = V \times (1/\gamma) \times (h_{RA} - h_{SA})$$

veya

$$Q_{\text{SENS}} = \Sigma Q \times RSHR$$
$$Q_{\text{SENS}} = V \times c_p \times (t_{RA} - t_{SA})$$

$$Q)h_{SENS} = 60 \times 0.55 = 33 \text{ kW} = 118\,820 \text{ kJ/saat}$$
$$118\,820 = V \times 1.0054 \times (26 - 18.5)$$
$$V = 15757 \sim 16\,000 \text{ m}^3/\text{saat}$$

Hava debisini bulduktan sonra soğutucu batarya büyüklüğünü belirleyebiliriz. Ancak ondan önce psikrometrik diyagramımızdan okuduğumuz entalpi, mutlak nem ve kuru termometre değerlerini bir tablo halinde aşağıya yazalım.

$h_{OA} = 101.0 \text{ kJ/kg}$	$w_{OA} = 24.8 \text{ gr/kg}$	$t_{OA} = 36.0^{\circ}\text{CKT}$
$h_{EA} = 87.0 \text{ kJ/kg}$	$w_{EA} = 21.3 \text{ gr/kg}$	$t_{EA} = 33.0^{\circ}\text{CKT}$
$h_1 = 57.8 \text{ kJ/kg}$	$w_1 = 14.3 \text{ gr/kg}$	$t_1 = 21.3^{\circ}\text{CKT}$
$h_{RA} = 52.5 \text{ kJ/kg}$	$w_{RA} = 10.6 \text{ gr/kg}$	$t_{RA} = 26.0^{\circ}\text{CKT}$
$h_3 = 45.0 \text{ kJ/kg}$	$w_3 = 10.6 \text{ gr/kg}$	$t_3 = 18.5^{\circ}\text{CKT}$
$h_{SA} = 38.7 \text{ kJ/kg}$		$t_{SA} = 18.5^{\circ}\text{CKT}$
$h_2 = 31.0 \text{ kJ/kg}$		$t_2 = 11.0^{\circ}\text{CKT}$

Bu değerleri belirledikten sonra soğutucu batarya büyüklüğünü belirleyebiliriz.

$$Q_{soğ} = V \times (1/\gamma) \times (h_1 - h_2)$$
$$Q_{soğ} = 16\,000 \times (1/0.850) \times (57.8 - 31.0)$$
$$Q_{soğ} = 504\,471 \text{ kJ/saat} = 140 \text{ kW}$$

Bu uygulama ile ne kadar enerji tasarrufu yaptığımızı belirleyebilmemiz için hiç enerji geri kazanımı yapmaksızın salt soğutma ve son ısıtıcı ile "SA" noktasını gerçekleştirmek için enerji gereksinimimizi hesaplamamız gerekir.

Önce soğutma yükünü hesaplayalım:

$$Q_{soğ} = V \times (1/\gamma) \times (h_{OA} - h_2)$$
$$Q_{soğ} = 16\,000 \times (1/0.850) \times (101.0 - 31.0)$$
$$Q_{soğ} = 1\,317\,647 \text{ kJ/saat} = 366 \text{ kW}$$

Şimdi de son ısıtıcı yükünü hesaplayalım:

$$Q_{isit} = V \times (1/\gamma) \times (h_{SA} - h_2)$$
$$Q_{isit} = 16\,000 \times (1/0.850) \times (38.7 - 31.0)$$
$$Q_{isit} = 144\,941 \text{ kJ/saat} = 40.3 \text{ kW}$$

Neticede $366 + 40.3 = 406.3 \text{ kW}$ enerji sarfiyatı ile gerçekleştirilecek bir yaz kliması, ısı geri kazanımı sayesinde 140 kW ile çözülmektedir. Buradaki enerji tasarrufu:

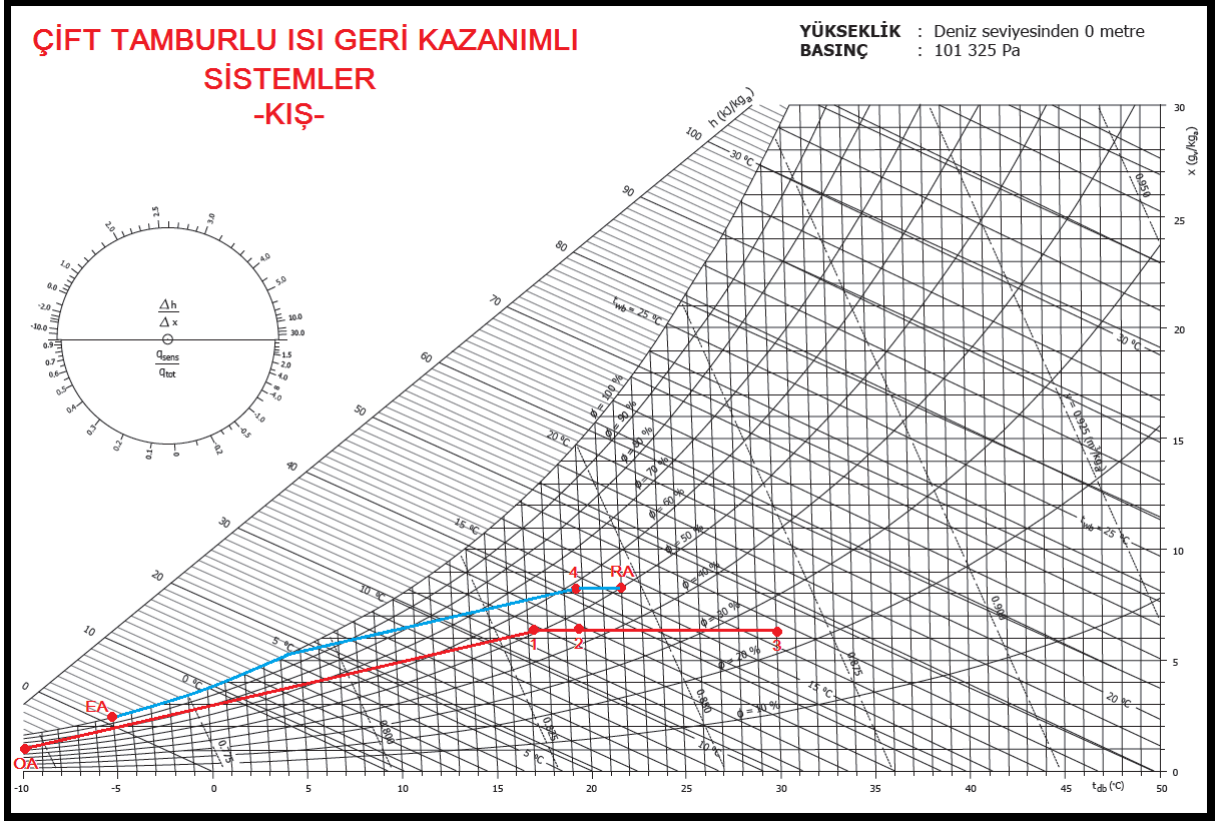
$$\eta = (406.3 - 140) / 406.3 = 0.656 \sim \%66 \text{ oranındadır.}$$

Aynı uygulamayı kış için yapalım.

Problem: Önceki örnekteki mahallin ısıtma yükü 30 kW 'tır. Mahal şartları 22°CKT , $\%50\text{rH}$, dış hava şartları -10°CKT , $\%60\text{rH}$ 'dir. Sistem $\%100$ dış hava ile çalışacaktır ve hava debisi bir önceki örnekte hesaplandığı gibi $16000 \text{ m}^3/\text{saat}$ 'tir. Aynı klima santrali kullanılacaktır.

Duyulur ısı tamburunun verimi %50'dir. Absorbsiyon tamburunun duyulur ısı verimi %85, gizli ısı verimi ise %75'tir. Kullanılacak ısıtıcı akışkan 60/40°C sıcak sudur.

- Psikrometrik diyagramı çizin
- Hava debisini belirleyin
- Isıtıcı batarya yükünü belirleyin.

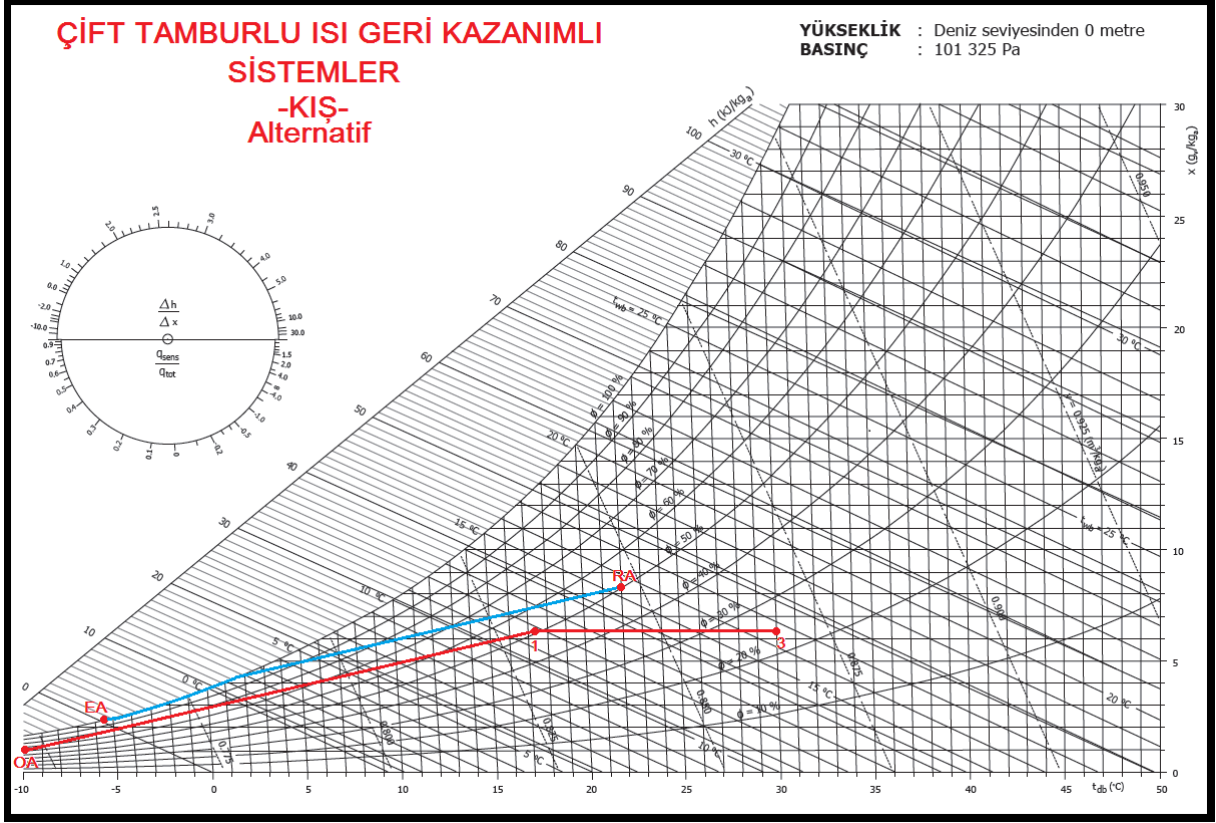


Psikrometrik diyagramda ilk yapacağımız işlem mahal "RA" ve dış hava şartlarının "OA" konumlarını belirlemek olacaktır. Bir önceki örneğimizde olduğu gibi duyulur ısı tamburundaki ısı transferi prosesi sonucu "2" ve "4" konumları bulunur. "4" konumundaki hava absorpsiyon tamburuna girmekte, içindeki duyulur ısı ve nemi dış havaya transfer etmektedir. "OA-1" prosesi dış havaya olan ısı ve nem transferini, "4-EA" prosesi de duyulur ısı tamburundan çıkan mahal havasının içindeki duyulur ısıyı ve nemi dış havaya transfer ettikten sonra "EA" şartlarında egzost edilmesini göstermektedir. Burada dikkat edilecek bir husus vardır. "4-EA" prosesi 4.5°C'ta doyma noktasına varmakta ve bu noktadan itibaren %100 doyma eğrisini takip etmektedir. "EA" ise egzost edilen havanın konumunu göstermektedir. "1" konumunda absorpsiyon tamburunu terk eden dış hava "1-2" prosesi ile duyulur ısı tamburunda "2" konumuna kadar ısınır.

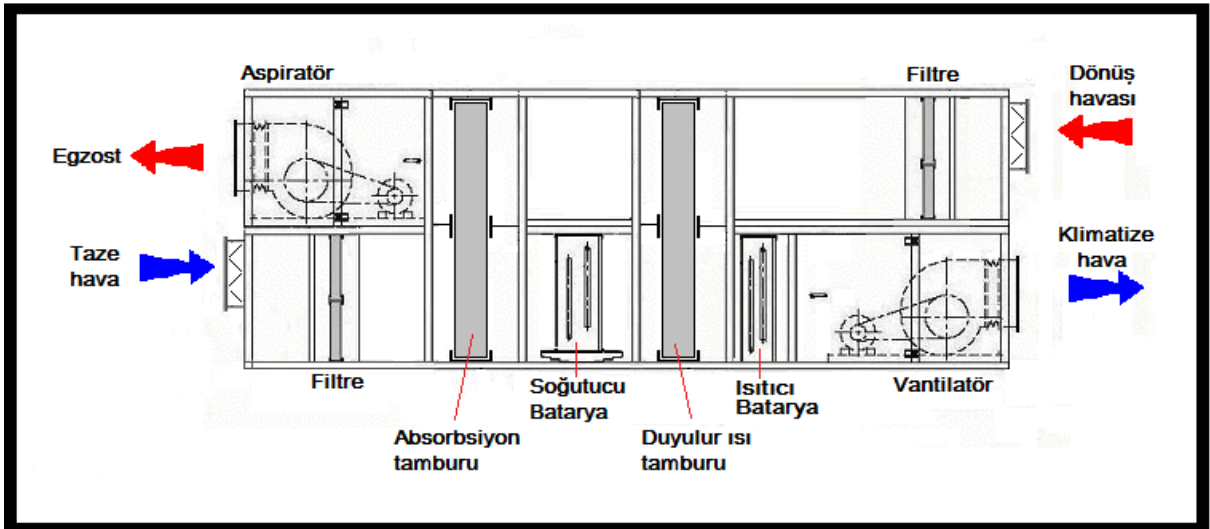
61'inci sayfada şematik olarak gösterilen klima santrali dış havayı "2" şartlarında mahalle sevk edebilecek durumdadır. Ancak mahallin 30 kW ısı kaybını karşılayabilmek için iki yol vardır.

- Kış uygulamasında duyulur ısı tamburunu kullanım dışı bırakmak. Bunun için tamburun dönüş hızının sıfıra ayarlanması yeterlidir. Böyle bir uygulamada

soğutma bataryası kış uygulamasında ısıtma bataryası olarak çalışacaktır. Bu uygulama ile ilgili psikrometrik diyagram aşağıdadır.



- Diğer bir uygulama da her iki tamburun kış uygulamasında çalışması, ancak soğutucu bataryanın devre dışı kalmasıdır. Bu uygulamada duyulur ısı tamburu ile vantilatör arasında bir ısıtıcı batarya ilavesi gerekecektir. Bu uygulamaya ait klima santralının şematik çizimi aşağıdadır.

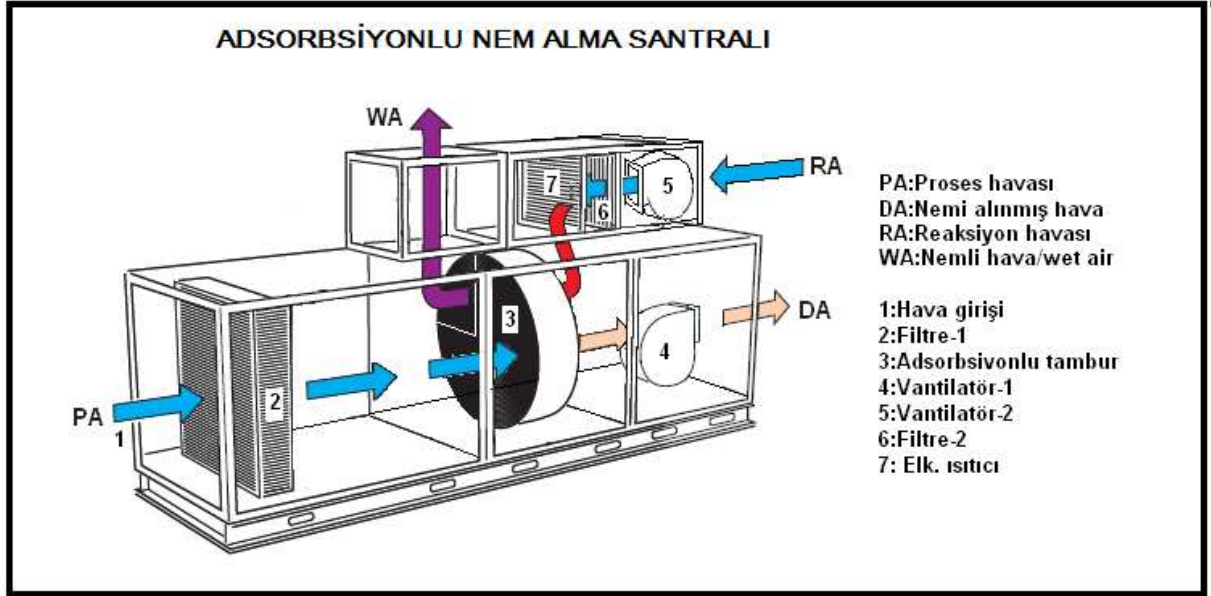


Isı ekonomisi açısından çift tamburlu ve ilave ısıtıcı bataryalı klima santrali uygulaması

daha uygundur. Çünkü çift tamburlu kış uygulamasında ısıtma prosesi “2-3”den ibarettir. Halbuki soğutma bataryasının ısıtıcı olarak kullanılmasında “1-3” hattında görüldüğü gibi daha yüksek bir ısı ihtiyacı oluşacaktır.

3.3. ABSORBSİYONLU NEM ALMA SİSTEMLERİ:

Adsorbsiyonlu nem alma “Psikrometri-I” isimli kitabımızın 118’inci sayfasındaki 6.8.2. sayılı bahiste geniş olarak anlatılmıştır. Burada yalnız bu işleme uygun bir klima santralının çizimini vermekle yetinecek, bir nem alma problemini çözeceğiz.



Problem: 26°C_KT, %65 rH şartlarındaki bir mahalde insanlardan ve havuz sathından 69 kg/saat su buharı üretimi bulunmaktadır. Mahalli istenen şartlarda tutabilmek için gerekli adsorbsiyon tamburlu klima santralının proses havasının ve reaksiyon havasının debilerini hesaplayınız. Kullanılacak olan adsorbsiyonlu tamburun belirtilen şartlardaki nem alma miktarı 9 gr/kg kuru havadır (imalatçı firma kataloğundan).

Bu uygulamada normal sıcaklık psikrometrik diyagramı yerine yüksek sıcaklık psikrometrik diyagramını kullanmamız gerekecektir. Çünkü reaksiyon havasının sıcaklığı 120°C_KT olacaktır.

İlk olarak mahal şartını, mahal havasının 120°C_KT sıcaklığına kadar ısıtılmış durumunu psikrometrik diyagramda işaretleyelim. Psikrometri-I kitabımızda belirtildiği gibi nemi alınacak olan havanın üçte biri kadarı da 120°C_KT’ye ısıtılacak ve nemi taşıyan adsorbsiyonlu tamburun kurutulmasını sağlayacaktır.

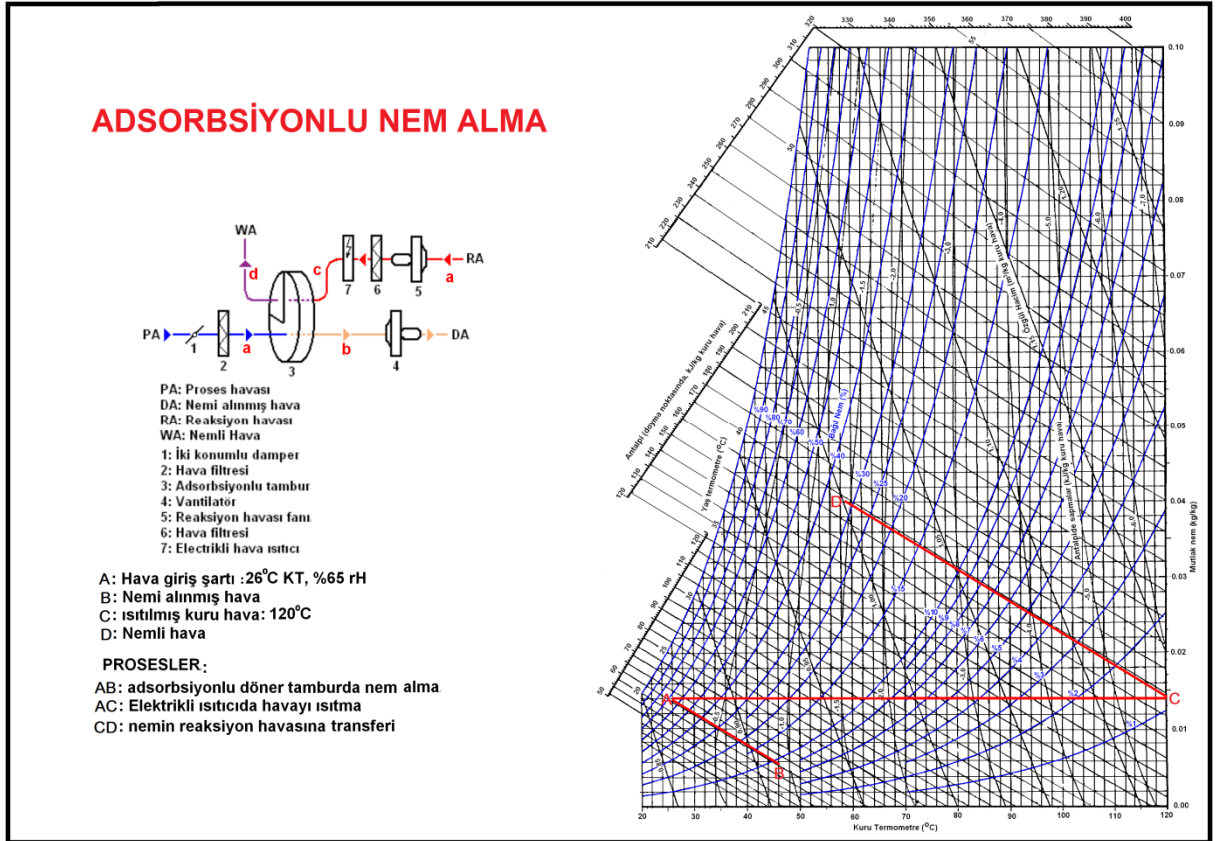
Prosesimiz teorik olarak adyabatik bir işlem olarak kabul edilebilir. Bu nedenle “A” şartlarındaki havanın adyabatik olarak “B” şartına kadar kurutulması işlemi “A-B” proses hattı ile gösterilmiştir.

“A” konumun şartlarını psikrometrik diyagramımızdan veya “Tablolar ve Diyagramlar” bölümündeki Tablo-1’den alabiliriz.

$$W_A = 0.01385 \text{ kg/kg kuru hava}$$

$$W_B = 0.01385 - 0.009 = 0.00485 \text{ kg/kg kuru hava}$$

$$\gamma_{A-B} = 1.000 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (26}^\circ\text{C ile 120}^\circ\text{C arası yaklaşık ortalama değer)}$$



Bu durumda gerekli hava debisi:

$$V_{pro} = M / [(W_A - W_B) \times (1/\gamma_{A-B})]$$

$$M = 69 \text{ kg/saat olduğuna göre}$$

$$V_{pro} = 69 / [(0.01385 - 0.00485) \times (1/1)]$$

$$V_{pro} = 7666 \sim 7700 \text{ m}^3/\text{saat proses havası}$$

Adsorbsiyonlu tamburu kurutmak için gerekli reaksiyon havası proses havasının 1/3’ü olduğuna göre:

$$V_{rea} = (1/3) \times V_{pro}$$

$$V_{rea} = (1/3) \times 7700$$

$$V_{rea} = 2567 \text{ m}^3/\text{saat reaksiyon havası}$$

Reaksiyon havasını 120°CKT sıcaklığına kadar ısıtabilmek için gerekli ısı miktarı:

$$Q_{rea} = V_{rea} \times (1/\gamma_{A-B}) \times c_p \times (t_C - t_A)$$

$$c_p = 1.007 \dots \dots \dots (26^\circ\text{C ile } 120^\circ\text{C arası ortalama değer})$$

$$Q_{rea} = 2567 \times (1/1) \times 1.007 \times (120 - 26)$$

$$Q_{rea} = 242\,987 \text{ kJ/saat} = 67.50 \text{ kW}$$

Reaksiyon havasını 120°CK'a kadar ısıtabilmek için 67.50 kW kapasiteli bir ısıtıcı bataryaya ihtiyaç vardır. Hava çıkış sıcaklığının yüksek olması nedeniyle böyle bir işlem için elektrikli ısıtıcı veya akışkan sıcaklığı 120°CK'ın üzerinde olan, örneğin kızgın su veya buhar kullanan bir batarya gereklidir.

"A" şartlarındaki nemli hava adsorbsiyon tamburundan "B" şartlarında çıkacak ve mahalle üflenecektir. "C" şartına kadar ısıtılmış hava ise tamburdaki nemi alacak, bu işlem esnasında adyabatik olarak soğuyacak, "D" şartlarında atmosfere egzost edilecektir. "A-B" prosesi ile alınan toplam nem miktarı ile "C-D" ile atmosfere egzost edilen nem miktarı birbirlerine eşittir. "A-B" ve "C-D" prosesleri teorik olarak adyabatiktir. Ancak uygulamada adsorbsiyonlu tamburun ısı taşınımını gerçekleştirmesi nedeniyle adyabatik uygulamadan küçük sapmalar meydana gelmektedir. Bunun için uygulamacılara, adsorbsiyonlu tambur üreticilerinin kataloglarına ve/veya seçim programlarına referans olmaları önerilir.

3.4. YÜZEY KONDANSASYONUNA ENGEL OLMAK İÇİN GEREKLİ İZOLASYON KALINLIğI.

Nem oranı yüksek ve/veya dış hava sıcaklığı çok düşük yerlerde duvar ve pencerelerde yüzey kondansasyonu çok sık karşılaşılan bir sorundur. Buna mani olmak için bu satırlara paralel sıcak hava üflenir. Bu uygulama bir çözümdür, ancak enerji sarf etmeden de bunun önlenmesi mümkündür. Bu da bir etüd gerektirir. Prosedürü şu şekilde özetleyebiliriz:

- Önce mahal şartları dikkate alınarak oda çiy noktası "DP" psikrometrik diyagram üzerinden belirlenir.
- Separasyonun (duvar, pencere, tavan vb.) satır sıcaklığı hesap yoluyla bulunur. Bu sıcaklık oda çiy noktası "DP" ile karşılaştırılır. Eğer hesaplanan sıcaklık "DP"den düşükse satır kondansasyonu oluşacaktır.
- Bu durumda duvar ısı iletim katsayısı izolasyon malzemeleri de dikkate alınarak yenilenir. Yeni hesaba göre satır sıcaklığı tekrar hesaplanır. Bulunan sıcaklık "DP"den büyükse çalışma başarılı olarak neticelenmiştir. Eğer değilse izolasyon kalınlığı artırılarak veya cinsi değiştirilerek takrarlanır.

Problem:Oda şartlarımız 26°CK, %65 rH, dış hava şartlarımız da -12°CK (örneğin Ankara) olan bir mahalde dış duvar kalınlığı 50mm sıvasız beton perdedir. Kondansasyon olup olmayacağını, eğer oluşuyorsa gerekli izolasyon kalınlığını hesaplayın:

K=Isı iletim katsayısı (W/°K.m²)
α_{iç}=İç hava film katsayısı (23,50 W/°K.m²)
α_{dış}=Dış hava film katsayısı (8,15 W/°K.m²)
δ = duvar kalınlığı (0,05 m)
λ = ısı iletkenliği (0,80 W/m.°K)

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{23,5}\right) + \left(\frac{0,05}{0,80}\right) + \left(\frac{1}{8,15}\right)}$$

$$k = 1,64 \dots\dots\dots(W/°K.m^2)$$

Üçüncü olarak ısı denklemini kuralım. Denklem 1 metrekare yüzey alanı için yapıldığından denklem alan ölçüsü "F" bulunmayacaktır.

$$q_1 = k_1 (t_{iç} - t_{dış})$$

$$q_1 = 1,64 \times 38 = 62,32 \text{ W/m}^2$$

Dördüncü olarak iç sathın sıcaklığını hesaplamak için ısı eşitlik denklemini kuralım.

$$q_2 = k_2 (t_{sath} - t_{dış})$$

$$q_1 = q_2$$

$$k_1 (t_{iç} - t_{dış}) = k_2 (t_{sath} - t_{dış})$$

$$62,32 = k_2 (t_{sath} - t_{dış})$$

Beşinci olarak "k₂" diye adlandırdığımız, iç hava filmini dikkate almayan ısı iletim katsayısını hesaplayalım

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{23,5}\right) + \left(\frac{0,05}{0,80}\right)}$$

$$k_2 = 2,05 \dots\dots\dots (W/°K.m^2)$$

Bulduğumuz bu değeri ısı eşitliği denklemindeki yerine koyarak sath sıcaklığını bulalım.

$$k_1 (t_{iç} - t_{dış}) = k_2 (t_{sath} - t_{dış})$$

$$62,32 = 2,05 (t_{sath} + 12)$$

$$t_{sath} = +18,4 < 19,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Bulduğumuz bu sonuca göre sathta terleme olacaktır. Terlemeye mani olmak için iç sathı poliüretanla izole edeceğimizi kabul edelim ve izolasyon kalınlığını hesaplayalım.

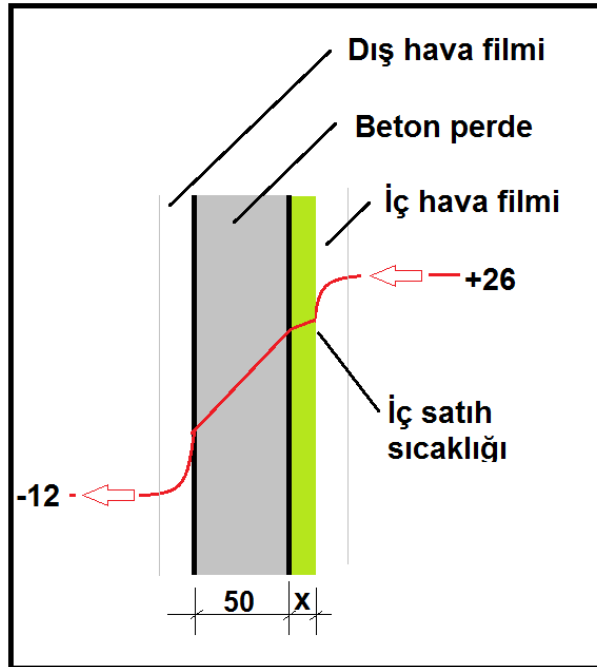
$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{iç}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_{dış}}}$$

Bu formülde ,

δ = izolasyon kalınlığı (X m)

λ = ısı iletkenliği (0,03 W/m.°K)

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{23,5}\right) + \left(\frac{0,05}{0,80}\right) + \left(\frac{X}{0,03}\right) + \left(\frac{1}{8,15}\right)}$$



$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{23,5}\right) + \left(\frac{0,05}{0,80}\right) + \left(\frac{X}{0,03}\right)}$$

$$k_1 (t_{iç}-t_{dış})= k_2 (t_{sath}-t_{dış})$$

$$k_1 (26+12)= k_2 (19,3+12)$$

$$38k_1 = 31,3k_2$$

X= 0,0025m (\approx 30mm) izolasyon kalınlığı bulunur.

Aynı işlemi pencereler ve vitrin camlar için de yapabiliriz

İKİNCİ BÖLÜM

Semboller, Dönüşüm Faktörleri, Referanslar

4. SEMBOLLER

4.1. GENEL

OA= Dış hava, taze hava

RA= Oda havası, mahal havası

SA= Sevk olunan (klimatize) hava

DP= Oda çiy noktası..... °C

ADP=Cihaz çiy noktası..... °C

RSHR= Oda duyulur ısı oranı.....(% veya 0,00<1)

ESHR= Sistem duyulur ısı oranı(% veya 0,00<1)

C_p = Özgül ısı, sabit basınçta.....kJ/kg.°C

d= Kalınlık.....m

F= Alan.....m²

h = Özgül entalpi..... kJ/kg

h_{DA} = Kuru havanın özgül entalpisii..... kJ/kg

h_{wv} = Su buharının özgül entalpi..... kJ/kg

k= Toplam ısı geçirgenlik katsayısı.....kJ/(°C.m²)

l = uzunluk.....m

M= Moleküler ağırlık.....kg/kmol

m= Havanın kitlesel debisi.....kg/hr

m_{wv} = Birim kuru hava içindeki su buharının ağırlığı..kg

m_{da} = Birim kuru hava.....kg

Q = Isı yükü.....kJ/hr

q= Birim ısı yükü.....kJ/(kg.hr)

R= Üniuersal gaz sabiti..... J/(kg_{mole}.°K)

R_{da} =Kuru havanın gaz sabiti..... J/(kg_{da}.°K)

R_{wv} =Su buharının gaz sabiti..... J/(kg_{wv}.°K)

rH= Bağlı nem..... (%)

t = Sıcaklık. Celsius skalası.....°C

t_{db} =Kuru termometre sıcaklığı..... °C

T_{wb} =Yaş termometre sıcaklığı..... °C

T= Sıcaklık. Kelvin skalası(Mutlak sıcaklık).....°K

V= Hava hacımsal debisi.....kg/hr

W_{wv} = Mutlak nem.....(kg_{wv}/kg_{DA})

w_{WB} =Mutlak nem, doyma noktasında..... (kg_{wv}/kg_{DA})

w_{ACT} =Mutlak nem, ölçülen..... (kg_{wv}/kg_{DA})

x= Mol oranı

4.2. GREK ALFABESİ

α = Hava film katsayısı.....kJ/(°C.m²)

$\alpha_{iç}$ = Dış hava film katsayısı

$\alpha_{dış}$ = İç hava film katsayısı

Δ = fark(örneğin iki sıcaklık veya iki entalpi değeri arasında)

λ = Isı iletim katsayısı..... kJ/(°C.m)

δ = Özgül ağırlık.....(kg/m³)(1/ γ)

γ = Özgül hacim.....(m³/kg)

η = verim.....(% veya 0,00<1)

4.3. ALT SİMGELER

da= Kuru hava

H2= Hidrojen

O2= Oksijen

H2O=Su

H2O(buhar)= su buharı

w= Su

wv= su buharı

wvs=doyma noktasındaki su buharı

duy= duyulur ısı

giz = gizli ısı

f = sıvı (örneğin su)

g = gaz (örneğin su buharı)

fg= buharlaşma (sıvı halden gaz haline geçiş)

5. BİRİM DÖNÜŞÜMLERİ

5.1. Birim dönüşümleri için çarpımlar

Btu	x	1055,056	=	J
Btu/ft ²	x	11 356,53	=	J/m ²
Btu/ft ³	x	37 258,951	=	J/m ³
Btu/gal	x	278 717,1765	=	j/m ³
Btu/hr	x	0,2930711	=	W
Btu/lb	x	2,326	=	kJ/kg
Btu/lb.°F (özgül ısı)	x	4,1868	=	kJ/(kg.°K)
EER	x	0,293	=	COP
ft	x	0,3048	=	m
ft	x	304,8	=	mm
inç	x	25,4	=	mm
inç (civa sütunu) (15°C'ta)	x	3,3864	=	kPa
inç (su sütunu) (15°C'ta)	x	248,84	=	Pa
ft ³ /min (cfm)	x	0,471947	=	l/s
ft ³ /min (cfm)	x	1,699	=	m ³ /h
lb	x	0,453592	=	kg
psi	x	6,895	=	kPa
Kalori	x	4,186800	=	J
Kalori	x	3,968 x 10 ⁻³	=	Btu
Btu	x	0,2519958	=	Kcal

5.2. Birim dönüşümleri için çarpımlar

5.2.1. Basınç

psi	İnç H ₂ O	İnç Hg	atm.	mm Hg	bar	kg/cm ²	Pa
1	=27,708	=2,036	=0,068046	=51,715	=0,068948	=0,70307	=6894,8
0,036091	1	0,073483	2,4559x10 ⁻³	1,8665	2,4884x10 ⁻³	2,537x10 ⁻³	248,84
0,491154	13,609	1	0,033421	25,400	0,033864	0,034532	3386,4
14,696	407,19	29,921	1	760,0	1,01325	1,03323	101 325
0,0193368	0,53578	0,03937	1,31579x10 ⁻³	1	1,3332x10 ⁻³	1,3595x10 ⁻³	133,32
14,5038	401,86	29,53	0,98692	750,062	1	1,01972	100 000
14,223	394,1	28,959	0,96784	735,559	0,980665	1	98066,5
1,45038x10 ⁻⁴	4,0186x10 ⁻³	2,953x10 ⁻⁴	9,8692x10 ⁻⁶	7,5x10 ⁻³	10 ⁻⁵	1,0197x10 ⁻⁵	1

5.2.2. KİTLE

lb	grain	ons	kg
1	=7000	=16	=0,45359
$1,4286 \times 10^{-4}$	1	$2,2857 \times 10^{-3}$	$6,480 \times 10^{-5}$
0,0625	437,5	1	0,02835
2,20462	15432	35,274	1

5.2.3. HACİM

in ³ (cu.in)	ft ³ (cu.ft)	galon	lt	m ³
1	= $5,787 \times 10^{-4}$	= $4,329 \times 10^{-3}$	=0,0163871	= $1,63871 \times 10^{-5}$
1728	1	7,48052	28,317	0,0028317
231	0,13368	1	3,7854	0,0037854
61,02374	0,035315	0,264173	1	0,001
61023,74	35,315	264,173	1000	1

5.2.4. ENERJİ

Btu	ft-lb _f	kalori	J (W.san)	W.h
1	=778,17	=251,9958	=1055,056	=0,293071
$1,2851 \times 10^{-3}$	1	0,32383	1,355818	$3,76616 \times 10^{-4}$
$3,9683 \times 10^{-3}$	3,08803	1	4,1868	$1,163 \times 10^{-3}$
$9,4782 \times 10^{-4}$	0,73756	0,23885	1	$2,7778 \times 10^{-4}$
3,41214	2655,22	859,85	3600	1

5.2.5. ÖZGÜL AĞIRLIK

lb/ft ³	lb/gal	g/cm ³	kg/m ³
1	=0,13368	=0,016018	=16,018463
7,48055	1	0,119827	119,827
62,428	8,34538	1	1000
0,062428	0,008345	0,001	1

5.2.6. ÖZGÜL HACİM

ft ³ /lb	gal/lb	cm ³ /g	m ³ /kg
1	=7,48055	=62,428	=0,062428
0,13368	1	8,34538	0,008345
0,016018	0,119827	1	0,001
16,018463	119,827	1000	1

5.2.7. SICAKLIK DÖNÜŞÜMLERİ

		°K	°C	°R	°F
Kelvin	x °K=	X	X - 273,15	1,8X	1,8X - 459,97
Celsius	x °C=	X + 273,15	X	1,8X + 491,67	1,8X - 32
Rankin	x °R=	X/1,8	(X-491,67)/1,8	X	X - 459,97
Fahrenhayt	x °F=	(X + 459,67)/1,8	(X-32)/1,8	X + 459,67	X

6. REFERANSLAR

1. ASHRAE Handbook of Fundamentals,2013
2. Psychrometrics, Theory and Practice, ASHRAE,1996
3. Understanding Psychrometrics, Donald P. Gatley, ASHRAE,2013
4. Handbook of Air Conditioning System Design, Carrier Co.,McGraw Hill.....1965
5. Trane Air Conditioning Manual,1974
6. Termodinamik, Y.A.Çengel, Michael A.Boles, McGraw-Hill/Literatür Yay..... 1996
7. Isı ve Kütle Geçişinin temelleri, F.P.Incropera,D.P.DeWitt,Literatür Yay..... 2010
8. Isıtma+Klima Tekniği, 97/98, Recknagel-Sprenger Schramek, TTMD..... 2003
9. Psychrometric Chart Celebrates 100th Anniversary. D.P.Gatley, ASHRAE Journal 11, 2004
10. Air Conditioning Psychrometrics, A. Bhatya, CED engineering.com
11. Construction of Generalized Chart for Different Pressures, He-Sheng Ren
12. Understanding Humidity and Calculating Humidity Parameters, B.Pragnell
13. IAPWS, Industrial Formulation, 1997.....2007
14. Engineering Thermodynamics, N.J.Morgan, H.N.Shapiro
15. Steam Tables, Keenan & Keyes, Wiley.....1969
16. Thermophysical Properties of Humid Air, M. Conde Engineering, Zurich.....2007