

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ANKARA-GİMAT ALIŞVERİŞ MERKEZİ MEKANİK  
TESİSATININ İNCELENEREK YENİDEN  
PROJELENDİRİLMESİ

Kimya Mühendisi Ali İhsan UFACIK

106361

106361

F.B.E Makine Müh. Anabilim Dalı Isı Proses Programında  
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Galip TEMİR

İSTANBUL, 2001

T.C. YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANİSYON BŞK. K. 11

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	v
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
ÖNSÖZ.....	xii
ÖZET.....	xiii
ABSTRACT .....	xiv
1. GİRİŞ .....	1
2. ÇALIŞMASI YAPILAN BİNA .....	3
2.1 Binanın Tanımı .....	3
2.2 Tasarımda Kullanılan Dış Sıcaklık Değerleri .....	3
2.3 Isıtma Soğutma Sisteminin Belirlenmesi .....	3
2.4 Havalandırma Miktarları .....	6
2.5 Binada Kullanılan Yapı Elemanları .....	6
2.6 TS 825 Isı Yalıtım Raporu .....	8
2.6.1 Özgül Isı Kayıpları .....	9
2.6.2 İletim Yoluyla Gerçekleşecek Isı Kayıpları .....	9
2.6.3 Havalandırma Yoluyla Gerçekleşen Isı Kaybı .....	9
2.6.4 Aylık Ortalama İç kazançlar ( $\phi_{i,ay}$ ) .....	11
2.6.5 Aylık Ortalama Güneş Enerjisi Kazançları .....	11
2.6.6 Kazanç Kullanım Oranı .....	12
2.6.7 Yoğuşma ve Difüzyon Hesapları .....	15
3. HESAPLAMALAR .....	23
3.1 İletimsel Isı Kaybı Hesaplamaları .....	23
3.2 Soğutma Yüğü Hesapları .....	24
3.2.1 Güneş Tesiriyle Oluşan Dış Yüğüler .....	24
3.2.2 İç Yüğüler .....	27
3.2.3 Mahal Soğutma Yüğü Hesaplanması .....	27
3.3 Mahallerin Zonlanması .....	29
3.4 Zonlara Göre Oluşan Soğutma Yüğüleri .....	29
3.5 Zonlara Verilecek Hava Miktarları .....	32
3.6 Klima Santralleri Hesapları .....	33
3.6.1 %100 Dış Havalı Klima Santralleri .....	33
3.6.1.1 Bodrum Kat Mağazalar Zonu Santrali .....	34

3.6.1.2	Zemin Kat Mağazalar Zonu Klima Santrali.....	38
3.6.1.3	Kuzey Zon Mağazalar Klima Santrali .....	38
3.6.1.4	Güney Zon Mağazalar Klima Santrali .....	39
3.6.1.5	Orta Zon Mağazalar Klima Santrali.....	40
3.6.1.6	Büyük Mağaza 1 Klima Santrali .....	41
3.6.1.7	Büyük Mağaza 2 Klima Santrali .....	41
3.6.1.8	Güney Zon Fast Food.....	42
3.6.1.9	Kuzey Zon Fast Food.....	43
3.6.2	Karışım Havalı Klima Santralleri .....	43
3.6.2.1	Bodrum Kat Ortak Alan Klima Santrali .....	44
3.6.2.2	Zemin Kat Ortak Alan Klima Santrali .....	47
3.6.2.3	1. Kat Ortak Alan Klima Santrali .....	49
3.6.2.4	2. Kat Ortak Alan.....	51
3.6.2.5	Food Court.....	53
3.6.2.6	Hipermarket.....	55
3.7	Kanal Basınç Kayıpları .....	60
3.8	Boru Basınç Kayıp Hesapları .....	81
3.9	Muhtelif Egzost Hesapları.....	86
3.9.1	Otopark.....	87
3.9.2	Umumi WC ler .....	87
3.9.3	Depo.....	87
3.9.4	Fast Food Mutfakları.....	88
4.	<b>EKİPMANLARIN SEÇİMİ</b> .....	91
4.1	Soğutma Sistemi Ekipmanları .....	91
4.1.1	Su Soğutma Grubu Seçimi .....	91
4.1.2	Soğuk Su Sirkülasyon Pompaları (Primer Pompalar).....	91
4.1.3	Fan Coil Hattı Soğuk Su Sirkülasyon Pompaları (Sekonder Pompalar).....	91
4.1.4	Klima Santralleri Soğuk Su Sirkülasyon Pompaları (Sekonder Pompalar) .....	93
4.2	Isıtma Sistemi Ekipmanları .....	95
4.2.1	Kazan .....	95
4.2.2	Brülör .....	95
4.2.3	Isıtma Kazanı Bacası.....	95
4.2.4	Kapalı Genleşme Deposu.....	97
4.2.5	Isıtma Sirkülasyon Pompaları.....	98
4.3	Klima Santralleri Aspiratör ve Vantilatörleri.....	101
4.4	Muhtelif Egzost Aspiratörleri.....	103
5.	<b>SIHHİ TESİSAT</b> .....	104
5.1	Temiz Su Tesisatı .....	104
5.1.1	Hidrofor Seçimi .....	105
5.1.2	Su Filtrasyonu ve Yumuşatma Sistemi .....	106
6.	<b>YANGIN TESİSATI</b> .....	108
6.1	Yangın Söndürme Sistemi.....	108
6.1.1	Sprinkler Sistemi .....	109
6.1.2	Yangın Dolapları .....	110
6.1.3	Yangın Pompası.....	111
6.2	Duman Tahliye Sistemi.....	111
6.3	Basınçlandırma Sistemleri.....	112

7.	OTOMATİK KONTROL .....	114
7.1	Bina Otomasyon Sistemi.....	114
7.2	Cihazların Otomasyonu.....	115
7.2.1	Klima Santrallerinin Otomasyonu .....	115
7.2.1.1	Karışım Havalı Klima Santralleri .....	115
7.2.1.2	%100 Dış Havalı Klima Santralleri .....	116
7.2.1.3	Su Soğutma Grubu (Chiller).....	117
7.2.1.4	Fan Coil Üniteleri .....	117
8.	MEKANİK TESİSATIN DEPREM KORUMASI.....	121
9.	EKİPMAN LİSTESİ ve SİSTEME AİT AÇIKLAMALAR.....	123
10.	SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	130
	KAYNAKLAR.....	132
	EKLER.....	133
Ek 1	FC 1 Kuzey Isıtma ve soğutma zonu kolon şeması .....	134
Ek 2	FC 2 Güney Isıtma ve soğutma zonu kolon şeması.....	135
Ek 3	KC 1 Kuzey klima santrali soğutma kolonu .....	136
Ek 4	KC 1 Kuzey klima santrali ısıtma kolonu .....	137
Ek 5	KC 2 Güney klima santrali soğutma kolonu .....	138
Ek 6	KC 2 Güney klima santrali ısıtma kolonu.....	139
Ek 7	Soğutma akım şeması .....	140
Ek 8	Isıtma akım şeması.....	141
Ek 9	Yangın akım şeması.....	142
Ek 10	Mimari planlar .....	143
	ÖZGEÇMİŞ.....	144

## SİMGE LİSTESİ

$\lambda$	Isıl iletkenlik direnci
$\mu$	Su buharı difüzyon direnci katsayısı
$\varphi$	Bağıl nem
$\rho$	Havanın birim hacim kütlesi
$\Phi_{g,ay}$	Aylık ortalama güneş enerjisi kazancı
$\Phi_{i,ay}$	Aylık iç kazançlar
$i_d$	Yoğuşma suyu düzleminden, açık havaya kadar olan difüzyon akış yoğunluğu
$i_i$	İç ortamdan, yapı bileşenine, yoğuşma düzlemine kadar difüzyon akış yoğunluğu
$1/\Delta$	Su buharı difüzyon direnci
$A_{CS}$	Pişirme ekipmanı yüzey alanı
$A_D$	Dış duvarın alanı
$A_d$	Dış hava ile temas eden tabanın/döşemenin alanı
$A_{dsic}$	Düşük sıcaklıklardaki iç ortamlar ile temas eden yapı elemanlarının alanı
$A_i$	i yönündeki toplam pencere alanı
$A_P$	Toplam pencere alanı
$A_{sb}$	Merdiven ve bina arasında infiltrasyon aralığı alanı
$A_T$	Tavan alanı
$A_t$	Zemine oturan taban/döşeme alanı
$AT_R$	Dönüş suyu sıcaklığı gerçek değeri
$B_k$	Brülör kapasitesi
$BM$	Balast çarpanı
$c_{pa}$	Hava özgül ısısı
$C_{Pa2}$	Su buharının ısı kapasitesi
$d$	Yapı malzemesi tabakasının kalınlığı
$D$	İç çap
$d_1$	Redüksiyon öncesi çap
$d_2$	Redüksiyon sonrası çap
$DT_R$	Dönüş suyu sıcaklığı tasarım değeri
$DT_S$	Besleme suyu sıcaklığı tasarım değeri
$DT_W$	Su sıcaklığı tasarım değeri
$f$	Sürtünme faktörü
$g$	Yerçekimi ivmesi
$g_{i,ay}$	i yönündeki saydam elemanların güneş enerjisi geçirme faktörü,
$h$	Kazan etkinliği
$h$	Baca uzunluğu
$H$	Özgül ısı kaybı
$h_{fg}$	Suyun buharlaşma ısısı
$h_o$	Dış yüzey konveksiyon katsayısı
$H_p$	Pompa boyu
$H_U$	Yakıt alt ısı değeri kcal/h
$I_{i,ay}$	İ yönünde dik yüzeylere gelen aylık ortalama güneş ışıması şiddeti
$I_t$	Dış yüzeye gelen toplam radyasyon
$I_T$	Duvar veya çatı yüzeyine gelen toplam güneş akısı
$K$	Fittings direnci katsayısı
$K_i$	Dönüşüm faktörü
$L$	Uzunluk
$m_a$	Hava kütleli debisi
$m_{BUHAR}$	Buhar kütleli debisi
$m_{SU}$	Su debisi

N	Soğurulan radyasyonun iç ortama iletim ve konveksiyon ile geçen radyasyona oranı
N	Sıcaklığa bağlı olarak genişleme katsayısı
N <sub>F</sub>	Binadaki kat sayısı
n <sub>50</sub>	İç ve dış ortamlar arasında 50 Pa basınç farkı varken hava değişim sayısı
n <sub>h</sub>	Hava değişim sayısı
N <sub>p</sub>	Pompa gücü
p	Kısmî su buharı basıncı
P <sub>1</sub>	Armatürün aydınlatma gücü
P <sub>A</sub>	Bağlantı kanalındaki basınç kaybı
P <sub>E</sub>	Bacadaki basınç kaybı
P <sub>e</sub>	Sistem işletme üst basıncı
P <sub>H</sub>	Baca çekişi
P <sub>O</sub>	Besleme havası için gerekli üfleme basıncı
P <sub>o</sub>	Kapalı genişleme deposu ön basıncı
p <sub>s</sub>	T sıcaklığındaki, doymuş su buharı basıncı
P <sub>w</sub>	Kazandaki basınç kaybı
Q <sub>C</sub>	Kirli hava miktarı
Q <sub>f</sub>	Fandan gelecek ısı kazancı
Q <sub>k</sub>	Kazan kapasitesi
Q <sub>p</sub>	Pompa debisi
Q <sub>SERPANTİN</sub>	Serpantin soğutma yükü
q <sub>sg</sub>	Cam gibi geçirgen yüzeylerden gelen soğutma yükü
Q <sub>SOĞUTMA</sub>	Klima santralinde gerçekleşen toplam soğutma miktarı
Q <sub>VL</sub>	Gizli ısı kazancı
Q <sub>VS</sub>	Duyulur ısı kazancı
r <sub>i,ay</sub>	İ yönünde saydam yüzeylerin aylık ortalama gölgelenme faktörü
S <sub>d</sub>	Su buharı difüzyonu eş değer hava tabakası kalınlığı
T <sub>a</sub>	Dış hava sıcaklığı
T <sub>CCN</sub>	Cihaz çığ noktası
T <sub>d,ay</sub>	Aylık ortalama dış hava sıcaklığı
T <sub>i,ay</sub>	Aylık ortalama iç ortam sıcaklığı
t <sub>k</sub>	Karışım sıcaklığı
T <sub>OA</sub>	Dış ortam sıcaklığı
T <sub>r</sub>	Oda sıcaklığı
T <sub>SA</sub>	Güneş-hava sıcaklığı
T <sub>SÇ</sub>	Havanın serpantinden çıkış sıcaklığı
T <sub>SG</sub>	Serpantin giriş sıcaklığı
U	Toplam ısı geçirgenlik katsayısı
U <sub>D</sub>	Dış duvarın ısı geçirgenlik katsayısı
U <sub>d</sub>	Dış hava ile temas eden tabanın ısı geçirgenlik katsayısı
U <sub>DF</sub>	Çekme hız faktörü
U <sub>dsic</sub>	Düşük sıcaklıklardaki iç ortamlar ile temas eden yapı elemanlarının ısı geçirgenlik katsayısı
U <sub>p</sub>	Pencerenin ısı geçirgenlik katsayısı
U <sub>T</sub>	Tavanın ısı geçirgenlik katsayısı
U <sub>t</sub>	Zemine oturan tabanın /döşemenin ısı geçirgenlik katsayısı
V	Debi
V	Hız
V'	Toplam hacimsel hava değişim debisi
V''	Hacimsel hava değişim debisi

$V_a$	Sistemdeki su hacmi
$v_d$	Branşman sonrası ana kanalda ki hız
$V_e$	Genleşen su miktarı
$V_E$	Hava çıkış debisi
$V_e$	Sistemde genleşen su miktarı
$V_f$	Sistem fanları çalışırken fanlardaki ortalama hacimsel hava değişim debisi
$V_h$	Havalandırılan hacim
$V_n$	Genleşme deposu hacmi
$V_s$	Hava giriş debisi
$V_T$	Toplam hava debisi
$V_{TOPLAM}$	Soğuma için gerekli hava debisi
$v_u$	Branşman öncesinde ana kanalda ki hız değeri
$V_V$	Havalandırma havası debisi
$V_v$	Sistem soğukken depodaki su miktarı
$V_v$	Sistem soğukken tankta bulunan su miktarı
$V_x$	Rüzgâr etkisi ile oluşan ilâve hacimsel hava değişim debisi
$w$	Nem miktarı
$w_a, w_r$	Dış ve iç ortam nem miktarı
$W_T$	Yoğuşan su miktarı
$\alpha$	Dış duvar veya çatı malzemesinin radyasyon soğurganlığı
$\Delta p$	Basınç kaybı
$\Delta P_F$	Fittings de meydana gelen basınç kaybı
$\Delta P_S$	Fan statik basıncı
$\Delta P_{sb}$	Merdiven alanının en alt kotunda, merdiven alanı ve bina iç kısmı arasındaki basınç farkı
$\Delta P_{sb}$	Merdiven alanının en üst kotunda, merdiven alanı ve bina iç kısmı arasındaki basınç farkı
$\Delta R$	$T_{OA}$ sıcaklığındaki siyah cisim radyasyonu ile, dış yüzeydeki uzun dalga boylu radyasyon arasındaki fark.
$\Delta T$	Sıcaklık farkı
$\epsilon$	Dış yüzeyin yarı küresel yayıcılığı
$\eta_f$	Fan toplam etkinliği
$\rho$	Akışkanın yoğunluğu
$\rho_1$	Dış hava yoğunluğu
$\rho_2$	İç hava yoğunluğu
$\rho_a$	Havanın yoğunluğu
$\tau$	Camın geçirgenliği

## KISALTMA LİSTESİ

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
AHU	Air Handling Unit
BF	By Pass Faktörü
BOS	Bina Otomasyon Sistemi
CIBSE	The Chartered Institution of Building Services Engineers
DIN	Deutsche Industrie Normen
FC	Fan Coil Kolon Hattı
KC	Klima Santrali Kolon Hattı
KKF	Kazanç Kullanım Faktörü
KKO	Kazan. Kayıp Oranı
KT	Kuru Termometre Sıcaklığı
MMO	Makine Mühendisleri Odası
NCU	Network Control Unit
NFPA	National Fire Protection Agency
SC	Shading Coefficient
SHGF	Solar Heat Gain Factor
TS	Türk Standartlar
VAV	Variable Air Volume
YB	Yük Birimi
YT	Yaş Termometre Sıcaklığı

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Havalı ve su ve havalı sistemlerin yer kıyaslaması.....	4
Şekil 2.2 Dış duvara ait yoğuşma ve buhar basıncı grafiği .....	19
Şekil 2.3 Çatıya ait yoğuşma grafiği .....	21
Şekil 3.1 Buhar ile nemlendirme yapılan ısıtıcı serpantin .....	35
Şekil 3.3 %100 dış havalı santralde primer havanın soğutulması .....	37
Şekil 4.1 FC 1 soğutma hattı sistem eğrisi .....	92
Şekil 4.2 FC 2 soğutma hattı sistem eğrisi .....	93
Şekil 4.3 KC 1 soğutma hattı sistem eğrisi .....	94
Şekil 4.4 KC 2 soğutma hattı sistem eğrisi .....	94
Şekil 4.5 FC 1 ısıtma hattı sistem eğrisi.....	99
Şekil 4.6 FC 2 ısıtma hattı sistem eğrisi.....	100
Şekil 4.7 KC 1 ısıtma hattı sistem eğrisi .....	100
Şekil 4.8 KC 2 ısıtma hattı sistem eğrisi .....	101
Şekil 7.1 Fan coil ünitesi otomatik kontrol şeması .....	117
Şekil 7.2 Karışım havalı klima santrallerinin otomatik kontrol şeması .....	118
Şekil 7.3 %100 dış havalı klima santrali otomatik kontrol şeması.....	119
Şekil 7.4 Chiller otomatik kontrol şeması.....	120
Şekil 9.1 Primer-sekonder pompalama sistemi .....	125
Şekil 9.2 Ortak boru şeması.....	126
Şekil 9.3 Chiller kapasitesi ile elektrik sarfiyatı değerleri .....	128

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Isıtma Soğutma Sistemlerinin Çeşitli Kriterler Göre Kıyaslanması .....	5
Çizelge 2.2 Dış Hava Miktarları .....	6
Çizelge 2.3 Bina Sınıfı ve e değerleri .....	10
Çizelge 2.4 Aylara ve yönlere göre güneş ışınım değerleri .....	12
Çizelge 2.5 Aylık güneş enerjisi kazancı .....	12
Çizelge 2.6 KKO, KKF ve Dış Sıcaklık Değerleri .....	13
Çizelge 2.7 Aylara Göre Isıtma Enerjisi İhtiyaçları .....	14
Çizelge 2.8 Dış duvara ait sıcaklık, Sd, buhar basıncı, ısı iletim katsayısı difüzyon direnç değerleri .....	18
Çizelge 2.9 Çatıya ait sıcaklık, Sd, difüzyon direnci, buhar basıncı ve ısı iletim katsayısı değerleri .....	20
Çizelge 3.1 Mahal tasarım sıcaklıkları .....	23
Çizelge 3.2 Hipermarket iletimsel ısı kayıpları .....	23
Çizelge 3.3 Yapı elemanlarından gerçekleşen ısı kayıpları .....	24
Çizelge 3.4 300 kg/m <sup>2</sup> birim alan ağırlığına sahip duvardaki eş değer sıcaklık farkı .....	25
Çizelge 3.5 34 <sup>o</sup> Kuzey enlemi için camdan gelen güneş kazançları .....	26
Çizelge 3.6 İnsanlardan kaynaklanan ısı kazançları .....	27
Çizelge 3.7 Yapı elemanlarından gelen soğutma yükleri .....	28
Çizelge 3.8 Duyulur iç soğutma yükleri .....	28
Çizelge 3.9 Zonlara verilen dış hava miktarları .....	33
Çizelge 3.10 Sistemde kullanılan klima santrallerinin ısıtma-soğutma kapasiteleri ve hava debileri çizelgesi .....	58
Çizelge 3.11 90 <sup>o</sup> Yuvarlak dirsek kayıp katsayıları .....	61
Çizelge 3.12 AHU-1 üfleme kanalı statik basınç kayıpları .....	62
Çizelge 3.13 AHU-1 egzost kanalı statik basınç kayıpları .....	63
Çizelge 3.14 AHU-2 taze hava kanalı statik basınç kayıpları .....	63
Çizelge 3.15 AHU-2 egzost kanalı statik basınç kayıpları .....	64
Çizelge 3.16 AHU 3-4 taze hava kanalı statik basınç kayıpları .....	65
Çizelge 3.17 AHU 3-4 egzost kanalı statik basınç kayıpları .....	66
Çizelge 3.18 AHU 5 taze hava kanalı statik basınç kayıpları .....	67
Çizelge 3.19 AHU 5 egzost kanalı statik basınç kayıpları .....	68
Çizelge 3.20 AHU 6-7 taze hava kanalı statik basınç kayıpları .....	69
Çizelge 3.21 AHU 6-7 egzost kanalı statik basınç kayıpları .....	69
Çizelge 3.22 AHU 8-9 taze hava kanalı statik basınç kayıpları .....	70
Çizelge 3.23 AHU 10 taze hava kanalı statik basınç kayıpları .....	71
Çizelge 3.24 AHU 10 egzost kanalı statik basınç kayıpları .....	72
Çizelge 3.25 AHU 11 taze hava kanalı statik basınç kayıpları .....	73
Çizelge 3.26 AHU 11 egzost kanalı statik basınç kayıpları .....	73
Çizelge 3.27 AHU 12 taze hava kanalı statik basınç kayıpları .....	74
Çizelge 3.28 AHU 12 egzost kanalı statik basınç kayıpları .....	75
Çizelge 3.29 AHU 13 taze hava kanalı statik basınç kayıpları .....	76
Çizelge 3.30 AHU 13 egzost kanalı statik basınç kayıpları .....	77
Çizelge 3.31 AHU 14 taze hava kanalı statik basınç kayıpları .....	78
Çizelge 3.32 AHU 13 taze hava kanalı statik basınç kayıpları .....	79
Çizelge 3.33 AHU 15-16 taze hava kanalı statik basınç kayıpları .....	80
Çizelge 3.34 Klima santralleri kanallarında oluşan statik basınç kayıpları .....	80
Çizelge 3.35 Fitting basınç kayıp katsayıları .....	81
Çizelge 3.36 FC1 kolonu soğutma hattı basınç kayıp değerleri .....	81
Çizelge 3.37 FC1 kolonu ısıtma hattı boru basınç kayıpları .....	82

Çizelge 3.38 FC2 kolonu soğutma hattı boru basınç kayıpları .....	83
Çizelge 3.39 FC2 kolonu ısıtma hattı boru basınç kayıpları .....	84
Çizelge 3.40 KC1 kolonu soğutma hattı boru basınç kayıpları .....	85
Çizelge 3.41 KC1 kolonu ısıtma hattı boru basınç kayıpları.....	85
Çizelge 3.42 KC2 kolonu soğutma hattı boru basınç kayıpları .....	86
Çizelge 3.43 KC2 kolonu ısıtma hattı boru basınç kayıpları .....	86
Çizelge 3.44 Mutfak ekipmanlarına göre çekme hızları .....	88
Çizelge 4.1 Klima santrallerinin aspiratör ve vantilatör seçimleri .....	102
Çizelge 4.2 Muhtelif aspiratörler .....	103
Çizelge 5.1 Ekipmanlara göre yük birim değerleri .....	104
Çizelge 5.2 Bina içindeki ekipman sayıları.....	104
Çizelge 5.3 Kritik kolon değerleri .....	105
Çizelge 6.1 Sprinkler söndürme sistemleri için su ihtiyacı .....	108
Çizelge 6.2 Yangın dolapları için ilave edilecek su ihtiyaçları .....	108
Çizelge 6.3 Sprinkler adedine göre bağlantı borusu çapı.....	109
Çizelge 9.1 Ekipman listesi .....	123
Çizelge 9.2 Farklı chiller tiplerinin kıyaslanması .....	129



## **ÖNSÖZ**

Bu çalışmada Ankara ilinde yer alan bir alışveriş merkezinin mekanik tesisat projesi hesapları uygun standartlar ve hesap yöntemlerinin uygulanması ile gerçekleştirilmiştir. Hesap adımları bir sıra halinde gerçekleştirilmeye çalışılmıştır.

Elde edilen sonuçlar çizelgeler içinde özetlenerek anlatım kolaylığı amaçlanmıştır. Ekler kısmında bazı temel çizimler gerçekleştirilmiştir.



## **ÖZET**

Konforlu yaşama ve çalışma ortamlarının oluşturulması uygun ve kaliteli bir tesisat projesinin hazırlanması ile sağlanabilir. Kaliteli proje ise, ulusal ve uluslararası standartların tam anlaşılması ve uygulanması ile gerçekleştirilebilir.

Bu çalışmada büyük çaplı bir alışveriş merkezinin özellikleri ve dış iklim koşulları göz önünde bulundurularak, ısıtma soğutma ve havalandırma sistemi seçimi yapılmış; seçilen sisteme göre tesisat hesapları uygun standartlara göre gerçekleştirilmiş ve sistem içinde kullanılması gereken ekipmanlar seçilmiştir. Sistemin ekonomik olarak çalışması, seçilen ekipmanların işletilmesiyle doğrudan orantılıdır. Ekonomik ve enerji etkin çalışma koşullarının sağlanması için bazı sistem düzenlemeleriyle ilgili açıklamalar getirilmiştir.

Binanın sarfiyat değerleri göz önünde bulundurulduğunda, entegre ısıtma soğutma sistemler aklı gelmektedir. Endüstriyel uygulamalarda kullanılmakta olan bu tip sistemlerin, bu tip özelliklere sahip binalarda uygulanabilirliğinin araştırılması artan bir gereksinim olarak görülmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Mekanik tesisat, ısıtma, soğutma, iklimlendirme, yangın tesisatı

## **ABSTRACT**

Providing comfortable and healthy living and working environments for people can be achieved by an appropriate and quality mechanical installation project. Appropriate project is prepared by understanding and applying national and international standards.

As choosing the heating, air conditioning and ventilating system, characteristics of the building and the climatic data are considered; calculations were performed in line with standards and necessary unit were appropriately chosen. Economical operation of the system is directly proportional to the operation of the units. Some system arrangements used for providing economical and energy efficient operation environment are explained.

Integrated heating and cooling systems can be evaluated when considering the consuming data of the building. A survey about the application of these systems widely used in industrial plants, seems to be a rising necessity

**Keywords:** Mechanical installation, heating, cooling, air conditioning, fire plumbing



## 1. GİRİŞ

Eski zaman düşünürleri insanların yedi duyusu (hareket, his, duyma, görme, koklama, konuşma tatma) olduğunu savunmuşlardır. Günümüzde ise insanların beş duyusu olduğu kabul görmektedir. Ancak ilginçtir ki insanların konforunu etkileyen temel unsurlarda yedi tanedir.

- Sıcaklık
- İletim, konveksiyon radyasyon
- Hava hacmi ve hareketi
- İnsan faaliyeti ve giyimi
- Hava kalitesi
- Nem
- İyonlaşma

Yukarıda bahsedilen yedi unsurun tek katlı bir konutta, büyük bir alışveriş merkezinde veya bir üretim tesisinde uygun şekillerde sağlanması, mekanik tesisat uygulamaları ile sağlanır.

İnsanların daha konforlu ortamlar içinde yaşaması ve çalışması isteğiyle, mekanik tesisat alanında geçmişten günümüze bir çok gelişmeler meydana gelmiştir. Yeni teknikler uygulamaya konulmuş, standartlar geliştirilmiş hesap teknikleri revize edilmiştir, ve bu gelişmenin bugün geldiği noktada da durması olası bir durum değildir. Enerjinin daha zor ulaşılabilir ve daha pahalı hale gelmesiyle, enerji açısından daha etkin projelendirme ihtiyaçları gerekmektedir.

Etkin bir tesisat projesinin hazırlanabilmesi için, ele alınan binanın gereksinimlerinin ne olduğunun tam olarak belirlenmesi gerekir. Çeşitli alternatifler birbirleriyle kıyaslanarak, optimum sistemin seçilmesi, tesisatın uzun ömürlü ve etkin çalışmasını sağlayacaktır.

Bu çalışma içinde hali hazırda var olan bir alışveriş merkezinin mekanik tesisat projesi hesapları yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar TS, DIN, ASHREA, NFPA, CIBSE standartları çerçevesinde gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın amacı, bir mekanik tesisat projesinin hazırlanmasındaki adımların, kullanılan standartların ve hesap yöntemlerinin açıklanmasıdır. Çalışma içinde gerçekleştirilen mekanik tesisat projesi içinde, TS 825 çerçevesinde ısı yalıtım projesi, ısıtma-soğutma, havalandırma, sıhhi tesisat, yangın tesisatı, otomatik kontrol ve deprem koruması hakkında bilgiler verilmiş, gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Mekanik tesisat projesi yapılan hesapların yanında, uygulanan sistemi düzgün bir şekilde açıklayan kat planları, kolon şemaları, detaylar bağlantı detayları izometri vb çizimleri da içeren bir bütündür. Ancak bu çalışma içinde bu kadar detaylı çizimlerin gerçekleştirilmesi

imkansızlığından, sadece bazı hesaplamalar için temel oluşturacak bazı temel çizimler verilmiştir.



## 2. ÇALIŞMASI YAPILAN BİNA

### 2.1 Binanın Tanımı

Bina Ankara ilinde yer almaktadır. Bina; bodrum kat, zemin kat 1. normal kat ve 2. normal kattan oluşmaktadır. Bina hipermarket ve alışveriş merkezi olarak kullanılacaktır. Bodrum katta gelen insanlar için tesis edilecek otopark alanı yaklaşık 800 araç kapasiteli olarak düşünülmüştür. Aynı zamanda bodrum kat alanı içinde mağazalar ve mağaza ortak alanı yer almaktadır. Zemin kat iki kısım olarak ele alınmıştır. 1. kısım olarak hipermarket tanımlanabilir. Zemin katın 2. kısmında bodrum katta olduğu gibi mağazalar ve mağaza ortak alanı bulunmaktadır. 1. normal kat ise tamamen mağaza alanı ve mağazaların ortak alanına ayrılmıştır. 2. normal katta mağazalar ve ortak alanının yanında, restaurantlar (fast food olarak tanımlanmakta) ve ortak yemek yeme alanı (food court olarak tanımlanmakta) bulunmaktadır.

### 2.2 Tasarımda Kullanılan Dış Sıcaklık Değerleri

Binanın Ankara ilinde olduğuna bir önceki kısımda değinilmişti. Isıtma mevsimi için dış sıcaklık değeri TS 2164 de verilmiş olan dış sıcaklık değeridir ve  $-12^{\circ}\text{C}$  olarak verilmektedir. Bu çalışma içinde gerçekleştirilen ısıtma hesaplarında bu değer kabul alınmıştır. İklim değerleri üzerine gerçekleştirilen çalışmalarda bu değer  $-12^{\circ}\text{C}$  yerine  $-10^{\circ}\text{C}$  olduğu görülmektedir. Ancak bu çalışma içinde dış sıcaklık değeri  $-12^{\circ}\text{C}$  olarak alınmıştır.

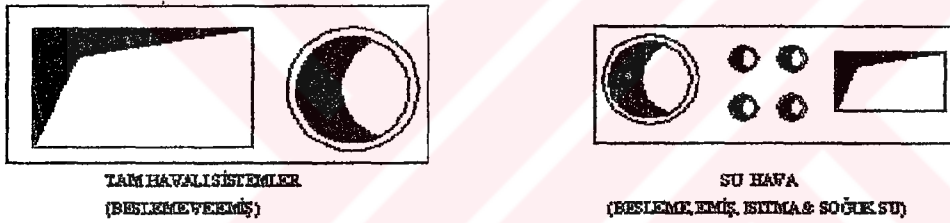
Soğutma hesaplarında ise dış ortam sıcaklığı  $34^{\circ}\text{C}$  K.T,  $20^{\circ}\text{C}$  Y.T olarak alınmıştır.

### 2.3 Isıtma Soğutma Sisteminin Belirlenmesi

Ele alınan binanın kullanım amacını yukarıdaki kısımlarda açıklamaya çalıştık. Bina içinde insan yoğunluğunun yüksek olduğu 133 adet mağaza, 20 fast food 5 adet ortak alan ve bir adet hipermarket bulunmaktadır. Bu durumda binanın iç yükleri (aydınlatma, insan sayısı vb..) ısıtma ve soğutma sisteminin en önemli unsurlarını teşkil etmektedir. Binanın dış cephelerinde bulunan mekanlar, dış ortama temas eden yapı elemanlarından bir koridor vasıtasıyla ayrılmıştır. Bu yüzden mekanların büyük bir kısmının dış ortam ile direkt temas eden bir yapı elemanı bulunmamaktadır. Bu durum ısıtma ve özellikle soğutma yüklerinde önemli derecede azalma sağlamıştır. Bu durumda bilhassa soğutma yükleri iç yüklerden kaynaklanmaktadır. Bu durumda da kış aylarında da çekirdek kısım şeklinde de tabir edilecek

orta zonlarda, ısıtma mevsimlerinde bile öğlen saatlerinden itibaren soğutma ihtiyacı görülmektedir. Aynı zamanda geçiş mevsimlerinde binanın bir cephesinde ısıtma ihtiyacı görülürken, diğer cephelerde soğutma ihtiyacı gerekebilir. Bu durumda sistem aynı anda gerçekleştirebilecek ısıtma ve soğutma yüklerine cevap verebilecek esneklikte olmalıdır. Burada yaşanmış bir tecrübeyi anlatmakta fayda vardır. Moskova da aynı özelliklerde aynı amaç için kullanılan bir binada kışın dış sıcaklık değeri  $-20^{\circ}\text{C}$  iken, bina içinde çekirdek zon içinde yer alan mağazalarda soğutma ihtiyacı görülmüştür. Seçilen sistem aynı anda hem soğutma hem de ısıtma yapabilme özelliğinde olmadığından, kış mevsiminde soğutma gereken mekanlarda bu ihtiyacı karşılamak için sonradan split tip klima cihazlarının kullanılması gerekmiştir.

Isıtma soğutma sisteminin bina içinde kapsadığı alan da önemli bir husustur. Aşağıdaki şekilde tam havalı ve su havalı sistemlerin bina içinde kapladıkları alanların kıyaslamasını açık bir şekilde görebilmekteyiz.



Şekil 2.1 Havalı ve su ve havalı sistemlerin yer kıyaslaması

Şekilden de görülebildiği gibi su ve havalı sistemin bir arada kullanılmasıyla bina içinde oluşturulacak tesisat şaftlarında önemli ölçüde azalma meydana gelmektedir. Bunun yanı sıra asma tavan yüksekliği, büyük kesitli kanalların kullanılması zorunluluğu azalacağından, geniş çok geniş tutulmak zorunda değildir. Böylelikle kat yükseklikleri de istenilen seviyelerde tutulabilecektir.

Çizelge 2.1 de aynı anda hem ısıtma hem de soğutma yapabilen sistemlerin, çeşitli yönlerden birbirleriyle kıyaslaması bir çizelge halinde sunulmuştur.

Çizelge 2.1 Isıtma Soğutma Sistemlerinin Çeşitli Kriterler Göre Kıyaslanması

	4 Borulu Fan Coil (Primer Hava)	VAV Tek Kanallı	VAV Çift Kanallı	Ters Çevrimli Isı Pompası (Primer Hava)
Alan Etkisi				
tesis alanı	Ortalama	Zayıf	Zayıf	İyi
kolon şaftları	Ortalama	Zayıf	Zayıf	Ortalama
tavan derinliği	Ortalama	Zayıf	Zayıf	Ortalama
Performans				
sıcaklık kontrolü	İyi	İyi	Çok İyi	Yeterli
nem kontrolü	Yeterli	Yeterli	İyi	Zayıf
hava dağılımı	Yeterli	Yeterli	Yeterli	Zayıf
gürültü	Yeterli	Yeterli	Yeterli	Zayıf
Maliyet				
ilk yatırım	Ortalama	Yüksek	Yüksek	Düşük
işletme masrafları	Ortalama	Düşük	Ortalama	Ortalama
bakım	Ortalama	Yüksek	Ortalama	Yüksek
Esneklik				
artan soğutma yükü	İyi	İyi	İyi	Zayıf
artan havalandırma yükü	İyi	İyi	Çok İyi	Zayıf
olası mimari değişiklikler	İyi	Ortalama	Ortalama	Ortalama

Bina içinde yer alan mağazalar, ve fast food mekanlarında ısıtma ve soğutma için primer havalı 4 borulu fan coil sisteminin kullanılmasına, hipermarket, mağaza ortak alanlarında ise karışım havalı sistemlerin kullanılmasına karar verilmiştir.

Fan coil üniteleri, iç ortam havası sirküle ettirilerek bu havanın ısıtma veya soğutma serpantininde ısıtılarak veya soğutulmuş ortama tekrar verilmesi prensibi ile çalışır. Dış ortam havası bağlantısı yapılabilen indüksiyon tip fan coil üniteleri de mevcuttur. Ancak çok sayıda mağazanın bulunduğu ve bu mekanlardan dış ortam havasının alınmasının imkansız olduğu bu tip yerlerde bu çözüm pek uygulanabilir değildir. Bu durumda iç ortam hava kalitesinin sağlanması için gerekli olan primer hava miktarları ayrı klima santralleri ile ortama verilmelidir. Bu hava miktarları ile ilgili bilgiler bir sonraki başlık altında verilmiştir. Fan coil ünitelerinin kullanılmasıyla sağlanan diğer bir avantaj da münferit kontrol imkanının sağlanmasıdır. Fan coil üniteleri üzerine yerleştirilecek termostath iki yönlü vanalar ile oda sıcaklığı kontrol edilerek tam sıcaklık kontrolü sağlanabilir. Aynı zamanda iki yönlü vanalar merkezi bir otomasyon sistemine bağlanarak tek merkezden de kontrol edilebilir.

## 2.4 Havalandırma Miktarları

Bu tip binalarda bulunan mekanların çok büyük kısmında dış ortam ile hava alışverişinin sağlanabileceği pencere, kapı gibi yapı elemanları yoktur. Mekan içinde hava kalitesinin istenen değerde tutulması için, mekanların içine taze hava (primer hava) verilmesi gerekir. Bu mekanlara verilmesi gereken taze hava miktarları genelde mekan içinde bulunan insan sayısı değerleri üzerinden hesaplanmaktadır.

Mekanlar içine verilecek taze hava, klima santrallerinde şartlandırıldıktan sonra iç ortama verilecektir. Fan coil üniteleri ile ısıtma ve soğutma yapılan mekanlarda %100 dış hava verilirken, hava ile ısıtma ve soğutma gerçekleştirilen mekanlarda karışım havalı santraller kullanılmaktadır. İçeri verilecek havanın şartlandırılmasıyla ilgili hesaplar ve kabuller klima santral hesapları başlığı altında verilmiştir.

Bu durumda mağazalarda 7 l/s, mağaza ortak alanlarında kişi başına 5 l/s taze hava debisi verilmesi düşünülmüştür. Food court ortak alanında verilmesi düşünülen taze hava miktarı kişi başına 5 l/s değerindedir. Hipermarket kısmında ise taze hava miktarı, soğutma için gereken hava miktarının %15 i olarak alınmıştır (bu değer hipermarket işleticisi firma tarafından belirlenmektedir ve kişi başına yaklaşık 5,6 l/s taze hava miktarına denk gelmektedir).

Çizelge 2.2 Dış Hava Miktarları

MEKAN	DIŞ HAVA MİKTARI (l/s kişi)
Mağazalar	7
Mağaza Ortak Alanları	5
Food Court	5
Fast Food	90 l/s Mutfak, 7 l/s Lobi
Hipermarket	Toplam Havanın %15 i

## 2.5 Binada Kullanılan Yapı Elemanları

Bina yapı elemanlarının kesitleri aşağıdaki şekillerde verilmiştir.

### Dış Duvar 1

Malzemeler	$\lambda$ (W/mK)	Kalınlık (m)
Dış Konveksiyon Katsayısı		
Dış Sıva	1,20	0,03
Delikli Tuğla	0,50	0,12

Taş Yünü İzolasyon	0,04	0,04
İç Sıva	0,87	0,03
İç Konveksiyon Katsayısı		
$U=0,682 \text{ W/m}^2\text{K}$		

Toplam Dış Duvar alanı  $8150 \text{ m}^2$

İç Duvar

Malzemeler	$\lambda$ (W/mK)	Kalınlık (m)
İç Konveksiyon Katsayısı		
İç Sıva	0,87	0,03
Delikli Tuğla	0,50	0,12
İç Sıva	0,87	0,03
İç Konveksiyon Katsayısı		
$U=1,416 \text{ W/m}^2\text{K}$		

Toplam İç Duvar alanı  $7100 \text{ m}^2$

Çatı 1

Malzemeler	$\lambda$ (W/mK)	Kalınlık (m)
Dış Konveksiyon Katsayısı		
Panel Sacı	58	0,005
Taş Yünü İzolasyon	0,04	0,12
Panel Sacı	58	0,005
İç Konveksiyon Katsayısı		
$U=0,315 \text{ W/m}^2\text{K}$		

Toplam Çatı alanı  $14560 \text{ m}^2$

Isıtılmayan Hacimler Üzerindeki Döşemeler

Malzemeler	$\lambda$ (W/mK)	Kalınlık (m)
İç Konveksiyon Katsayısı		
Mermer	3,5	0,03
Harç	1,40	0,04
Tesviye Betonu	1,40	0,04
Betonarme Betonu	2,10	0,20
Tavan Sıvası	1,40	0,03
İç Konveksiyon katsayısı		
$U=1,898 \text{ W/m}^2\text{K}$		

Toplam Isıtılmayan Hacim Üzerindeki Döşeme alanı 3403 m<sup>2</sup>

Açık Geçitler Üzerindeki Döşemeler

Malzemeler	$\lambda$ (W/mK)	Kalınlık (m)
İç Konveksiyon Katsayısı		
Mermer	3,5	0,03
Harç	1,40	0,04
Tesviye Betonu	1,40	0,04
Betonarme Betonu	2,10	0,20
Isı İzolasyonu	0,04	0,08
Tavan Sıvası	1,40	0,03

Dış Konveksiyon Katsayısı

$$U=0,417 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Toplam Açık Geçitle Üzerindeki Isıtılmayan Hacimler Alanı 9200 m<sup>2</sup>

Toprak Temaslı Döşeme

Malzemeler	$\lambda$ (W/mK)	Kalınlık (m)
İç Konveksiyon Katsayısı		
Mermer	3,5	0,03
Harç	1,40	0,03
Tesviye Betonu	1,40	0,04
Grobeton	2,10	0,15
Blokaj	2,10	0,30
Sıkıştırılmış Toprak	2,10	0,30

$$U= 1,715 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Toplam Toprak Temaslı Döşeme Alanı 9880 m<sup>2</sup>

## 2.6 TS 825 Isı Yalıtım Raporu

14 Haziran 1999 tarihinde resmi gazetede yayınlanan TS 825 Binalarda Isı Yalıtım kuralları Standardı; ile 08 Mayıs 2000 tarihli resmi gazetede yayınlanan Binalarda Isı Yalıtım Yönetmeliği, 14 Haziran 2000 tarihinden itibaren ülkemizde inşa edilecek olan tüm ruhsatlı binalarda zorunlu olarak uygulanacaktır. Bu standardın amacı, ülkemizdeki binaların ısıtılmasında kullanılan enerji miktarlarını sınırlayarak enerji tasarrufu sağlamak ve enerji ihtiyacının hesaplanması sırasında kullanılacak standart hesap metodunu ve değerini belirlemektir.

- Yeni TS 825 standardında, iç ortamdaki ısı kaynaklarından ve binaya gelen güneş enerjisinden kaynaklanan ısı kazançları hesaplamalara dahil edilmektedir. Buhar geçişi hesaplamaları, analizi ve sınırlandırılması yapılmaktadır. Bina bileşenlerinin ısı geçirgenlik katsayıları (K) düşürülmüştür. Derece Gün bölgeleri sayısı 4 'e çıkarılmıştır. Pencere alanlarındaki sınırlandırma kaldırılmıştır. Binalarda ısı kaybeden toplam yüzeyin ısıtılmış yapı hacmine oranları ( $A_{top}/V_{brüt}$ ) için ısıtma enerjisi değerleri sınırlandırılmıştır. Buna göre; binalarda tek bölge için hesaplanan yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacının,  $A_{top}/V_{brüt}$  oranlarına bağlı olarak hesaplanan yıllık ısıtma enerjisi değerinden küçük olması sağlanmalıdır. Bu TS 825 için gerek ve yeter şarttır. Ayrıca yeni TS 825 standardında yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı, binanın kullanım alanı ( $A_N$ ) veya ısıtılacak yapı hacmi ( $V_{brüt}$ ) ile ilişkilendirilmiştir. Yıllık ısıtma enerjisi hesabında, oda yükseklikleri 2,60 m. veya daha az olan binalarda  $A_N$  ile, 2,60 m. den yüksek olan binalarda  $V_{brüt}$  ile ilişkili değerler kullanılacaktır.
- Hesap metodunda ısıtılan ortamın sınırları, bu ortamı dış ortamdaki ve eğer varsa ısıtılmayan iç ortamlardan ayıran duvar, döşeme, çatı, kapı ve pencereden oluşur. Hesaplamalarda dıştan dışa ölçüler kullanılır. Eğer binanın tamamı aynı sıcaklığa kadar ısıtılıyorsa veya ortamlar arasındaki sıcaklık farkı 4 K 'den küçük ise binanın tamamı tek bölge olarak alınır ve ısıtma enerjisi miktarı hesabı tek bölgeye göre yapılır.

### 2.6.1 Özgül Isı Kayıpları

Binanın özgül ısı kaybı (H), iletim yoluyla gerçekleşen ısı kaybı ( $H_i$ ) ve havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kaybının ( $H_h$ ) toplanması ile bulunur.

$$H = H_i + H_h \quad (2.1)$$

### 2.6.2 İletim Yoluyla Gerçekleşecek Isı Kayıpları

İletim yoluyla gerçekleşen ısı kaybı 2.2 no'lu formülle hesaplanır.

$$H_i = \Sigma AU + I U_1 \quad (2.2)$$

$$\Sigma AU = U_D A_D + U_p A_p + U_{\check{C}} A_{\check{C}} + 0.5 U_t A_t + U_d A_d + 0.5 U_{dsc} A_{dsc} \quad (2.3)$$

$$\Sigma AU = 0,682 \times 8.170 + 0,5 \times 1,416 \times 7.100 + 0,315 \times 14.560 + 0,5 \times 1,715 \times 9.880 + 0,417 \times 9.200 + 0,5 \times 1,898 \times 3.403 + 3,95 \times 312,04$$

$$\Sigma AU = 31.942 \text{ W/K}$$

### 2.6.3 Havalandırma Yoluyla Gerçekleşen Isı Kaybı

Havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kaybı 2.4 no'lu formül ile hesaplanır.

$$H_h = \rho \cdot c \cdot V' = \rho \cdot c \cdot n_h \cdot V_b \quad (2.4)$$

“p” ve “c” sıcaklık ve basınca bağlı olarak az da olsa değişir, fakat aşağıdaki denklemde bu durum ihmal edilmiştir. Alınan değerler 20 °C ve 100 kPa içindir. Giren ve çıkan hava arasındaki entalpi artışı ihmal edilmiştir.

Binada mekanik havalandırma uygulanıyorsa, hacimsel hava değişim debisi aşağıdaki formüllerden faydalanılarak hesaplanır ve yukarıdaki formülde yerine konularak havalandırma yoluyla gerçekleşen ısı kaybı hesaplanır.

Mekanik havalandırma bulunması durumunda, toplam hacimsel hava değişim debisi, sistem vantilatörleri çalışırken vantilatörlerdeki ortalama hacimsel hava değişim debisi ile, rüzgâr etkisi ile oluşan ilâve hacimsel hava değişim debisinin toplamına eşittir:

$$V' = V_f + V_x \quad (2.5)$$

Sistem sürekli ve kararlı halde çalışıyorsa, hacimsel hava değişim debisi ( $V_f$ ), hava giriş debisi ( $V_s$ ) ile çıkış debisinden ( $V_E$ ) büyük olana eşit alınır. “ $V_x$ ” in yaklaşık olarak hesaplanması için aşağıdaki formülden yararlanır:

$$V_x = \frac{V_h \cdot n_{50} \cdot e}{1 + \frac{f}{e} \left[ \frac{V_s - V_e}{V_h \cdot n_{50}} \right]^2} \quad (2.6)$$

Çizelge 2.3 Bina Sınıfı ve e değerleri (TS 825, 1999)

Bina sınıfı	“e” değeri	
	Birden fazla dışa açık yüzey	Dışa açık bir yüzey
Açık alandaki binalar veya şehir içindeki 10 kattan daha yüksek binalar	0,10	0,03
Kırsal alandaki binalar	0,07	0,02
Şehir merkezlerindeki 10 kattan daha az katlı binalar	0,04	0,01

$$V_x = \frac{0,8 \times 240000 \times 1 \times 0,04}{1 + \frac{20}{0,04} \left[ \frac{150000 - 127500}{0,8 \times 240000 \times 2} \right]^2}$$

$V_x = 2827 \text{ m}^3/\text{h}$   $V_f = 150000 \text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir.

$$V' = 152827 \text{ m}^3/\text{h} \quad H_h = 152827 \times 0,33 = 50.482 \text{ W}$$

$$H = H_i + H_h \quad H = 31.942 + 50.482 = 82.374 \text{ W/K}$$

#### 2.6.4 Aylık Ortalama İç Kazançlar ( $\phi_{i,ay}$ )

İç kazançlar aşağıda verilenleri kapsar.

- İnsanlardan kaynaklanan metabolik ısı kazançları,
- Sıcak su sisteminden kaynaklanan ısı kazançları,
- Aydınlatma sisteminden kaynaklanan ısı kazançları,
- Binalarda kullanılan muhtelif elektrikli cihazlardan kaynaklanan ısı kazançları.

Ortalama değerler ile çalışılması halinde, aydınlatma dışındaki ortalama değerler yıl boyunca hemen hemen sabittir. Bu standart ta aydınlatmadan kaynaklanan kazançlar da sabit kabul edilmiştir ve her bir kaynak için alınacak değerler aşağıda verilmiştir.

Konutlarda, okullarda ve normal donanımlı (büro binaları vb.) binalarda iç kazançlar olarak birim döşeme alanı başına en fazla  $5 \text{ W/m}^2$  alınırken; yemek fabrikaları gibi pişirme işleminin ağırlıklı olduğu binalarda, normalin üstünde elektrikli cihaz çalıştırılan binalarda (aydınlatmanın sadece elektrikle sağlandığı binalar vb.) veya etrafa ısı veren sanayi cihazların kullanıldığı binalarda, iç kazançlar için birim döşeme alanı başına en fazla  $10 \text{ W/m}^2$  değeri alınır. Konutlarda  $\phi_{i,ay} \leq 5 \times A_n$  (W) Ticarî Binalarda  $\phi_{i,ay} \leq 10 \times A_n$  (W)

Bina ticarî bina sınıflandırmasına girdiğinden, aylık ortalama iç ısı kazancını hesaplarırken,  $10 \text{ W}$  değeri kullanılacaktır.

$$A_n = 0,32 \times V_{brüt} \quad (2.7)$$

$$A_n = 0,32 \times 240000 = 76800$$

$$\phi_{i,ay} = 10 \times 76800 = 768000 \text{ W}$$

#### 2.6.5 Aylık Ortalama Güneş Enerjisi Kazançları

Bu kısımda, pencerelerden sağlanan doğrudan güneş ışımının hesaplanmasını tarif etmektedir. Pasif güneş enerjisi sistemlerinden sağlanacak kazançlar ihmal edilmiştir.

Aylık ortalama güneş enerjisi kazancı ( $\phi_{g,ay}$ ) aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\phi_{g,ay} = \sum r_{i,ay} \times g_{i,ay} \times I_{i,ay} \times A_i \quad (2.8)$$

Binanın konumuna göre  $r_{i,ay}$  değeri 0,8 olarak alınır.

$$g_{i,ay} = 0,80 g_L \quad (2.9)$$

$g_L$  laboratuvar şartlarında ölçülen ve yüzeye dik gelen ışın için güneş enerjisi geçirme faktörüdür. Binada kullanılan camın bir özelliğidir. Binada kullanılan camlar için bu değer 0,85 dir.  $I_{i,ay}$  değerleri ise, Çizelge 2.4 den alınır.

Çizelge 2.4 Aylara ve yönlere göre güneş ışınım değerleri,  $W/m^2$  (TS825, 1999)

AY	GÜNEY ( $W/m^2$ )	KUZEY ( $W/m^2$ )	DOĞU BATI ( $W/m^2$ )	AY	GÜNEY ( $W/m^2$ )	KUZEY ( $W/m^2$ )	DOĞU BATI ( $W/m^2$ )
Ocak	72	26	43	Temmuz	93	81	118
Şubat	84	37	57	Ağustos	93	73	106
Mart	95	52	77	Eylül	89	57	81
Nisan	83	66	90	Ekim	82	40	59
Mayıs	92	79	114	Kasım	67	27	41
Haziran	95	83	122	Aralık	64	22	37

Binada yer alan toplam cam alanı  $100,4 m^2$  dir. Doğu cephesinde  $82 m^2$ , Kuzey ve Güney cephelerinde sırasıyla  $9,2m^2$  ve  $9,2 m^2$  cam alanı bulunmaktadır.

Aralık ayı için güneş enerjisi hesabını yaparsak,

$$\Phi_G = 275,32 \times 0,8 \times 0,85 \times 0,8 \times 37 + 18,36 \times 0,8 \times 0,85 \times 64 + 18,36 \times 0,8 \times 0,85 \times 22$$

$\Phi_G = 6401 W$  Diğer ayların güneş kazançları aşağıdaki tabloda özetlenmiştir.

Çizelge2.5 Aylık güneş enerjisi kazancı (TS 825, 1999)

AY	$\Phi_G$	AY	$\Phi_G$	AY	$\Phi_G$	AY	$\Phi_G$
OCAK	7419	NİSAN	14.968	TEMMUZ	19.411	EKİM	10.055
ŞUBAT	9.746	MAYIS	18.782	AĞUSTOS	17.534	KASIM	7.080
MART	13.001	HAZİRAN	20.050	EYLÜL	13.590	ARALIK	6.401

### 2.6.6 Kazanç Kullanım Oranı

İç kazançlar ve güneş enerjisi kazançlarının toplamının, ısıtma enerjisi ihtiyacının azaltılması açısından faydalı enerji olarak kabul edilmesi her zaman uygun olmaz. Çünkü ısı kazançlarının yüksek olduğu sürelerde, kazançlar anlık kayıplardan fazla olabilir veya kazançlar ısıtmanın gerekmediği zamanlarda gelebilir. İç ortam sıcaklık kontrol sistemi mükemmel değildir ve yapı elemanlarının bünyesinde bir miktar ısı depolanır. Bu nedenle iç

kazançlar ve güneş enerjisi kazançları bir yararlanma faktörü ile azaltılır; bu faktörün büyüklüğü, kazançların ve kayıpların bağıl büyüklüğüne ve binanın ısıl kütesine bağlıdır.

Aylık ortalama kazanç kullanım faktörü, aşağıda verildiği gibi hesaplanmalıdır.

$$\eta_{ay} = 1 - e^{(-1/KKO_{ay})} \quad (2.10)$$

Burada,  $KKO_{ay}$ , Kazanç / Kayıp oranı olup, aşağıda verildiği gibi hesaplanmalıdır.

$$KKO_{ay} = (\phi_{i,ay} + \phi_{g,ay}) / H(T_{i,ay} - T_{d,ay}) \quad (2.11)$$

Burada;

Aralık ayı için bu değerleri hesaplarsak;

$$KKO_{ARALIK} = (768000 + 6401) / (H(T_1 - T_D))$$

$$KKO_{ARALIK} = 770409 / (82.374 \cdot (20 - 2,6)) \quad KKO_{ARALIK} = 0,54$$

$$KKF_{ARALIK} = 1 - e^{(-1/KKO)}$$

$$KKF_{ARALIK} = 1 - e^{-1,85}$$

$$KKF_{ARALIK} = 0,84$$

$KKO_{ay}$  oranı 2,5 ve üzerinde olursa o ay için ısı kaybı olmadığı kabul edilir

Diğer aylara ait KKO ve KKF değerleri çizelge 2.6 da verilmiştir.

Çizelge 2.6 KKO, KKF ve Dış Sıcaklık Değerleri

Ay	Sıcaklık ( $T_{D,ay}$ ) °C	KKO	KKF	Ay	Sıcaklık ( $T_{D,ay}$ ) °C	KKO	KKF
		$\eta_{ay}$	$\eta_{ay}$			$\eta_{ay}$	$\eta_{ay}$
OCAK	1,3	0,50	0,86	TEMMUZ	21,1	0,00	0,00
ŞUBAT	2	0,52	0,85	AĞUSTOS	20,6	0,00	0,00
MART	5	0,63	0,80	EYLÜL	16,5	2,70	0,00
NİSAN	9,8	0,93	0,66	EKİM	11,3	1,08	0,60
MAYIS	14,1	1,61	0,46	KASIM	6,5	0,69	0,77
HAZİRAN	18,1	5,01	0,00	ARALIK	2,6	0,54	0,84

Aralık ayının ısıtma ihtiyacı

$$Q_{\text{ARALIK}} = [H (T_i - T_{\text{ARALIK}}) - \eta (\phi_{\text{L,ARALIK}} + \phi_{\text{E,ARALIK}})] \cdot t$$

$$Q_{\text{ARALIK}} = [82.374 (20 - 2,6) - 0,84 (768000 + 6401)] \times 86400 \times 30 \times 10^{-3}$$

$$Q_{\text{ARALIK}} = 2.050.122.078 \text{ kJ}$$

Diğer aylara ait ısıtma enerjisi ihtiyacı çizelge 2.7 özetlenmiştir.

Çizelge 2.7 Aylara Göre Isıtma Enerjisi İhtiyaçları

OCAK	2.286.850.734	TEMMUZ	0,00
ŞUBAT	2.151.515.260	AĞUSTOS	0,00
MART	1.601.387.366	EYLÜL	0,00
NİSAN	850.751.735	EKİM	658.072.512
MAYIS	328.780.373	KASIM	1.351.848.268
HAZİRAN	0,00	ARALIK	2.050.122.078

Bu değerler ışığında, binanın yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı 11.279.328.326 kJ değerindedir.

$$\text{Toplam ısı kaybı} = 0,278 \times 10^{-3} \times 11.279.328.326$$

$$\text{Toplam ısı kaybı} = 3.135.653 \text{ kWh değerindedir.}$$

Bina için sınırlandırılmış ısıtma enerjisi ihtiyacını belirleyerek, gerçekleşen toplam ısı kaybım kıyaslamak gerekir. Bina için sınırlandırılmış ısı kaybı, binanın bulunduğu iklim bölgesi için verilmiş bir ampirik ifade ile hesaplanır.

$$V_{\text{BRÜT}} \text{ ile ilişkili } Q'_{3,\text{DG}} = 21,74 \times \frac{A}{V} + 16,05 \text{ kWh/m}^3 \quad (2.12)$$

$$A_N \text{ ile ilişkili } Q'_{3,\text{DG}} = 67,29 \times \frac{A}{V} + 50,16 \text{ kWh/m}^2 \quad (2.13)$$

ifadelerinden biri ile sınırlandırılmış ısı kaybı değeri bulunur.

Binadaki kat yüksekliği 2,60 m değerinden büyük olduğundan,  $Q'_{3,\text{DG}}$  değeri  $V_{\text{BRÜT}}$  ile ilişkili olan ifadeden hesaplanır.

$$Q'_{3,\text{DG}} = 21,74 \times \frac{49400}{240000} + 16,05 = 20,52 \text{ kWh/m}^3 \text{ değeri elde edilir. Binada gerçekleşen}$$

toplam ısı kaybı 3.135.653 kWh değerindedir.  $Q = 3.135.653 / 240000 = 13,07 \text{ kWh/m}^3$  değeri

elde edilmiştir.

Bu değerler kıyaslandığında, bina TS 825 Isı Yalıtım Yönetmeliğine uygundur.

### 2.6.7 Yoğuşma ve Difüzyon Hesapları

TS 825 ile, su buharı yoğuşması ve buharlaşması hesaplamaları zorunlu bir hale getirilmiştir. Yapı malzemesi içinde su buharı yoğuşmasının meydana gelmesi, malzeme içinde zamanla çürümeye ve çökmelere neden olabilir. İzolasyon malzemesi üzerinde meydana gelen yoğuşma ile, ısı izolasyon malzemesinin ısı iletkenliğinde önemli derecede artış meydana gelir. Kışın yapı malzemesi içinde yoğuşan su, donma sıcaklığının altına düştüğünde donarak malzeme içinde çatlamalara yol açar.

Yoğuşma periyodu

Dış ortam şartları - 10°C, % 80 bağıl nem

İç ortam şartları 20°C, % 50 bağıl nem

Süre 1440 saat (60 gün)

Yapı bileşenini oluşturan elemanların kesit kalınlıkları, ısı iletkenlik dirençleri ve su buharı difüzyon direnç katsayıları bulunur. Isı kayıpları hesabında yapı bileşenlerinin ısı geçirme katsayısı hesaplanmıştır. Yapı elemanının birim metrekaresinden iletilen ısı miktarı değeri yardımıyla, iç ve dış yüzeylerin ve ara yüzeylerin sıcaklıkları hesaplanır. Daha sonra elde edilen sıcaklıklara karşılık gelen doymuş su buharı basınç değerleri hesaplanır. Yapı bileşenini oluşturan malzemelerin difüzyon dengi hava tabakası kalınlıkları hesaplanır X-ekseni difüzyon eşdeğeri hava tabakasını (Sd), y-ekseni su buharı basıncını (Ps) göstermek üzere iki eksenli bir grafik çizilir. Hesaplanan Sd ve Ps ler grafikte işaretlenerek bulunan noktalar eğrilerle birleştirilir. Bulunan eğri, doymuş su buharı eğrisi adını alır. İç ve dış ortamlardaki su buharının kısmi basıncı hesaplanarak grafiğe işlenir ve bu iki nokta bir doğruyla birleştirilir. Çizilen doğrunun doymuş su buharı eğrisini kesip kesmediğine bakılır. Doğru eğriyi kesmiyorsa, yapı bileşeninde yoğuşma olmuyor anlamına gelir. Eğer doğru , eğriyi kesiyorsa, yapı bileşeninde yoğuşma meydana gelmektedir. Grafik üzerinde eğriyi kesen doğru, kaydırılarak doymuş buhar eğrisine teğet bir eğri haline getirilir. Teğet noktadan geçen düzlem yoğuşma suyunun olduğu düzlemdir. Grafikten okunan değerler kullanılarak yoğuşma düzleminde yoğuşma periyodu boyunca oluşan suyun miktarı hesaplanır. Hesaplanan miktarın TS 825 de belirtilen sınırların altında olup olmadığı kontrol edilir. Bu miktar sınırların altında ise Buharlaşma periyodu boyunca bu suyun buharlaşıp buharlaşmayacağı kontrol edilir.

Birim metrekare başına transfer olan ısı miktarı  $q$  belli olduğunda, iç yüzey sıcaklığını aşağıdaki ifade ile hesaplarız.

$$T_{iy} = T_1 - \frac{1}{\alpha_1} \cdot q \quad (2.14)$$

Dış yüzey sıcaklığını da iç yüzey sıcaklığına benzer şekilde hesaplarız.

$$T_{dy} = T_D + \frac{1}{\alpha_D} \cdot q \quad (2.15)$$

Ara yüzeylerdeki sıcaklık değerleri de iletilen ısı miktarından hesaplanır;

$$q = \frac{\lambda}{d} (T_1 - T_2) \quad (2.16)$$

Bir yapı malzemesi tabakasının, su buharı difüzyon direnci ( $1/\Delta$ ),  $10^\circ\text{C}$  referans sıcaklığında, aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanır.

$$\frac{1}{\Delta} = RD \cdot \frac{T}{D} \mu d \quad (2.17)$$

$RD \cdot \frac{T}{D} \approx 1,5 \cdot 10^6$  olarak alınacak olup, birimi  $\text{m.h.Pa/kg}$  dır.

$$\frac{1}{\Delta} = 1,5 \times 10^6 \cdot \mu d \quad (2.18)$$

Burada;

$1/\Delta$  : Su buharı difüzyon direnci ( $\text{m}^2 \cdot \text{h.Pa/kg}$ ),

$\mu$  : Su buharı difüzyon direnci katsayısı (Birimsiz),

$d$  :Yapı malzemesi tabakasının kalınlığı (m),

Birden fazla yapı malzeme tabakası birbiri arkasına yerleştirildiğinde, yapı bileşeninin su buharı difüzyon direnci ( $1/\Delta$ ), tek tek yapı malzemesi tabakalarının kalınlıklarından ( $d_1, d_2, \dots, d_n$ ) ve bunların su buharı difüzyon direnci katsayılarından ( $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$ ), aşağıdaki ifade kullanılarak hesaplanır.

$$\frac{1}{\Delta} = 1,5 \times 10^6 \cdot (\mu_1 \cdot d_1 + \mu_2 \cdot d_2 + \dots + \mu_n \cdot d_n) \quad (2.19)$$

Bir yapı malzemesi tabakasının, su buharı difüzyonu eş değer hava tabakası kalınlığı ( $S_d$ ),

kalınlığı (d) ve su buharı difüzyon direnci katsayısı ( $\mu$ ) kullanılarak 2.19 ile hesaplanır.

$$S_d = \mu \cdot d \quad (2.20)$$

Kısmî su buharı basıncı formül 2.20 ile hesaplanır.

$$p = \phi \cdot p_s \quad (2.21)$$

$$p_s = a \cdot \left( b + \frac{T}{100} \right)^n \quad (2.22)$$

Burada a,b ve n 'nin sabit değerleri aşağıda verilmiştir.

$$0 \leq T \leq 30^\circ\text{C} : a = 288,68 \text{ Pa} \quad 20 \leq T < 0^\circ\text{C} \quad a = 4,689 \text{ Pa}$$

$$0 \leq T \leq 30^\circ\text{C} \quad b = 1,098 \quad 20 \leq T < 0^\circ\text{C} \quad b = 1,486$$

$$0 \leq T \leq 30^\circ\text{C} \quad n = 8,02 \quad 20 \leq T < 0^\circ\text{C} \quad c = 12,30$$

Yukarıda anlatılan hesaplamaları dış duvar için uygularsak;

Yapı elemanının birim metrekaresinden iletilen ısı miktarı  $20,49 \text{ W/m}^2$  değerindedir. Bu değer yardımıyla iç ve dış yüzey sıcaklıklarıyla tabakalar arasındaki sıcaklık değerleri hesaplanabilir.

$$T_{iy} = 20 - (1/7,69) \times 20,49 = 17,34^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 17,34 - 20,49 \times (0,03/0,87) = 16,64^\circ\text{C}$$

$$T_{Dy} = -10 + (1/25) \times 20,49 = -9,2^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 16,64 - 20,49 \times (0,12/0,50) = 11,72^\circ\text{C}$$

$$T_4 = 11,72 - 20,49 \times (0,04/0,04) = -8,77^\circ\text{C}$$

$$T_5 = -8,77 - 20,49 \times (0,03/1,4) = -9,2^\circ\text{C}$$

Bu sıcaklıklara karşılık gelen doymuş su buharı basıncı değerleri ise sırasıyla;

$$T_{iy} 17,34^\circ\text{C} \quad 1980,43 \text{ Pa}$$

$$T_2 16,64^\circ\text{C} \quad 1894,66 \text{ Pa}$$

$$T_3 11,72^\circ\text{C} \quad 1378,13 \text{ Pa}$$

$$T_4 -8,77^\circ\text{C} \quad 289,71 \text{ Pa}$$

$$T_5 -9,2^\circ\text{C} \quad 279 \text{ Pa}$$

$$T_{Dy} -10^\circ\text{C} \quad 260 \text{ Pa}$$

Yapı bileşenlerinin difüzyon dengi hava tabakası kalınlıkları  $S_d$  değerlerini 2.19 ifadesine göre hesaplırsak;

$Sd_1$  0,45 m

$Sd_2$  0,6 m

$Sd_3$  0,4 m

$Sd_4$  0,45 m değerleri elde edilir.

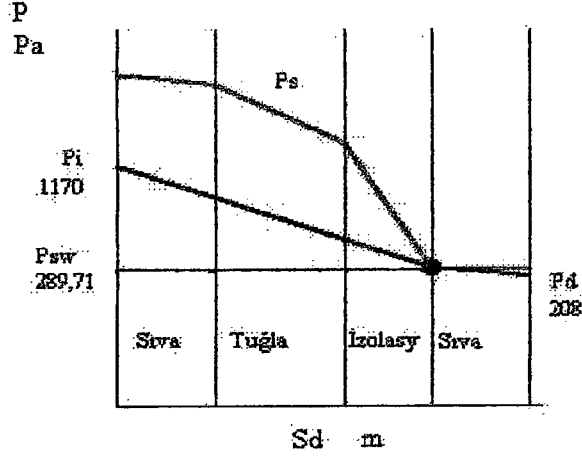
Elde edilen değerleri bir çizelgede özetlersek,

**Çizelge 2.8 Dış duvara ait sıcaklık,  $S_d$ , buhar basıncı, ısı iletim katsayısı difüzyon direnç değerleri**

	TABAKA	d (m)	( $\mu$ )	$S_d$ (m)	$\lambda$ (W/mK)	$d/\lambda$ $m^2K/W$	T ( $^{\circ}C$ )	Ps (Pa)
$1/\alpha_i$	Konveks Katsayısı	-	-	-	-	0,13	20	2340
							17,34	1980,43
1	Sıva	0,03	15	0,45	0,87	0,023	16,64	1894,66
2	Tuğla	0,12	5	0,6	0,5	0,24	11,72	1378,13
3	İzolasyon	0,04	10	0,4	0,04	1	-8,77	289,71
5	Sıva	0,03	15	0,45	1,4	0,021	-9,2	279
$1/\alpha_d$	Konveks. Katsayısı	-	-	-	-	0,04	-10	260

Elimizdeki değerler yardımıyla, dış duvarda herhangi bir yoğuşma meydana gelip gelmediğini belirleyebiliriz. Su buharı basıncı ve eş değer hava tabakası değerleri ile bir grafik çizerek doymuş su buharı basıncı değerlerini grafikte işaretleyerek, iç ve dış buhar basınçları değerleri arasında çizilen eğri ile herhangi bir kesişmenin olup olmadığını kontrol etmemiz

gerekmektedir. Eğer kesişme yoksa, yapı malzemesinde herhangi bir yoğuşma söz konusu değildir. Eğer yoğuşma varsa, yoğuşan su miktarının hesaplanması gerekir



Şekil 2.2 Dış duvara ait yoğuşma ve buhar basıncı grafiği

Grafikten görüldüğü gibi kesişme olduğundan yoğuşma durumu vardır. Bu durumda yoğuşan suyun miktarının hesaplanması gerekir.

İç ortamdan, yapı bileşenine, yoğuşma suyu düzlemine kadar difüzyon akış yoğunluğu ( $i_i$ ) aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$i_i = \frac{P_i - P_{sw}}{1/\Delta_i} \quad (2.23)$$

Yoğuşma suyu düzleminden, açık havaya kadar olan difüzyon akış yoğunluğu ( $i_d$ ) aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$i_d = \frac{P_{sw} - P_d}{1/\Delta_d} \quad (2.24)$$

Düzlemdeki yoğuşma süresi boyunca oluşan yoğuşma suyunun kütlesi aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$W_T = t_T \cdot (i_i - i_d) \quad (2.25)$$

Dış duvarda kullanılan malzemelerin özelliklerine ve kesit kalınlıklarına göre, duvarın su buharı difüzyon direnci hesaplanır.

$$\frac{1}{\Delta_1} = 1,5 \times 10^6 \times (15 \times 0,03 + 5 \times 0,12 + 10 \times 0,04) = 2.175.000 \text{ m}^2\text{hPa/kg}$$

$$I_i = \frac{1170 - 289,71}{2175000} = 0,000404 \text{ kg/m}^2\text{h}$$

$$\frac{1}{\Delta_D} = 1,5 \times 10^6 \times (15 \times 0,04) = 675.000 \text{ m}^2\text{hPa/kg}$$

$$I_D = \frac{289,71 - 208}{675000} = 0,000121 \text{ kg/m}^2\text{h}$$

$W_T = 1440 \times (0,000404 - 0,000121) = 0,407 \text{ kg su yoğuşur}$ . Bu değer standart da sınırlandırılan 1 kg değerinden daha küçük olduğundan uygundur.

Çatıda için birim metrekareden iletilen ısı miktarı  $9,45 \text{ W/m}^2$  değerindedir. Ara sıcaklıklar, buhar basınçları ve  $S_d$  değerleri aşağıdaki çizelgede özetlenmiştir.

Çizelge 2.9 Çatıya ait sıcaklık,  $S_d$ , difüzyon direnci, buhar basıncı ve ısı iletim katsayısı değerleri

	TABAKA	d (m)	( $\mu$ )	$S_d$ (m)	$\lambda$ (W/mK)	$d/\lambda$ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$	T ( $^{\circ}\text{C}$ )	Ps (Pa)
1/ $\alpha_i$	Konveks. Katsayısı	-	-	-	-	0,13	20	2340
							18,77	2166,29
1	Panel Sacı	0,005	1000000	5000	58	0	18,77	2166,29
2	İzolasyon	0,12	10	1,2	0,04	3	-9,58	269,73
3	Panel Sacı	0,005	1000000	5000	58	0	-9,58	269,73
1/ $\alpha_d$	Konveks. Katsayısı	-	-	-	-	0,04	-10	260



Çizelge 2.9 Döşemeye ait,  $S_d$ , difüzyon direnci, buhar basıncı ve ısı iletim katsayısı değerleri

	TABAKA	d (m)	( $\mu$ )	$S_d$ (m)	$\lambda$ (W/mK)	$d/\lambda$ $m^2K/W$	T (°C)	Ps (Pa)
$1/\alpha_i$	Konveks Katsayısı	-	-	-	-	0,13	20	2340
							17,87	2047,62
1	Mermer	0,02	10000	200	3,5	0,006		
							17,79	2037,35
2	Harç	0,09	15	1,35	1,4	0,064		
							16,99	1937,13
3	Betonarme	0,20	70	14	2,1	0,095		
							15,8	1795
4	Isı İzolasyonu	0,08	10	0,8	0,04	2		
							-9,22	278,45
5	Sıva	0,03	15	0,45	1,4	0,21		
							-9,48	272,13
$1/\alpha_d$	Konveks Katsayısı	-	-	-	-	0,04		
							-10	260

### 3. HESAPLAMALAR

Bu bölümde, daha önceki bölümlerde yer alan kriterler ışığında sistem hesaplamaları gerçekleştirilecektir.

#### 3.1 İletimsel Isı Kaybı Hesaplamaları

İletimsel ısı kaybı hesapları TS 2164 standardına göre gerçekleştirilmektedir. Hesaplamalarda kullanılan yapı elemanlarının kesitleri ve toplam ısı iletim katsayıları (U) bölüm 2.5 de açıklanmıştır. Binanın içinde pozitif basınç sağlandığından, sızıntı ile herhangi bir ısı kaybı gerçekleşmemektedir. Isı kaybı hesaplamalarında dış ortam sıcaklığı  $-12^{\circ}$  C olarak alınmıştır. İç mekan sıcaklıkları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 3.1 Mahal tasarım sıcaklıkları

MAHAL	SICAKLIK $^{\circ}$ C	MAHAL	SICAKLIK $^{\circ}$ C
Mağazalar	22	Hipermarket	22
Ortak Alanlar	22	Otopark	7
Isıtılmayan Mahaller	7	Depo	10

Bina içinde yer alan her mahallin ısı kaybı hesaplanmıştır. Örnek amacıyla hipermarket alanının iletimsel ısı kaybı hesabı şu şekildedir;

Çizelge 3.2 Hipermarket iletimsel ısı kayıpları

Bileşen	Yön	Alan	k	$\Delta T$	$K \times \Delta T$	Q kcalh
Dö2		9.199,00	0,35	34,00	12,07	111.032,00
Dd1	K	337,48	0,59	34,00	19,92	6.723,00
İd1	B	900,00	1,27	12,00	15,30	3.322,00
Dd1	B	800,00	0,59	34,00	20,06	16.048,00
Dp1	B	70,00	3,40	34,00	115,60	8.092,00
Dd1	G	200,00	0,59	34,00	20,06	4.012,00
Dp1	G	100,00	3,40	34,00	115,60	11.560,00
						160.789,00

Benzer şekilde diğer mahallerinde ısı kayıpları hesaplanmıştır.

Çizelge 3.3 Yapı elemanlarından gerçekleşen ısı kayıpları

YAPI ELEMANI	ISI KAYBI (kcal/h)	YÜZDE	ALAN (m <sup>2</sup> )
ÇATI	136.569	15	14.560
DIŞ DUVAR	152.933	17	8.150
DÖŞEME 1	106.605	12	3.404
DÖŞEME 2	111.032	12	9.200
PENCERE	36.066	4	304
İÇ DUVAR	131.355	14,8	7.100
TOPRAK DÖŞEME	231.330	25,2	9.880

Yukarıdaki çizelge de, binada gerçekleşen toplam iletimsel ısı kaybının 905890 kcal/h olduğu görülmektedir. Yapı bileşenlerinden gerçekleşen ısı kayıpları ve yüzdeleri de bu çizelgeden görülebilmektedir. Dikkat çekici bir husus, 14.560 m<sup>2</sup> çatı alanından gerçekleşen ısı kaybı ile 7.100 m<sup>2</sup> iç duvardan gerçekleşen ısı kayıplarının hemen hemen aynı olmasıdır. Bunun nedeni, 1 ve 2. katta yer alan mağazaların, bir servis koridoru ile dış duvardan ayrılması ve oluşabilecek ısı kayıplarının (ve aynı zamanda ısı kazançlarının) büyük ölçüde azaltılmış olmasıdır. Eğer söz konusu servis koridoru yapılmamış olsaydı, iç duvar alanı 4.157 m<sup>2</sup> azalarak 2943 m<sup>2</sup> olacak, dış duvar alanı da 4.157 m<sup>2</sup> artarak, 12.307 m<sup>2</sup> olacaktı. Bu durumda dış duvardan gerçekleşecek ısı kaybı değeri 230940 kcal/h ve iç duvar ısı kaybı 54448 kcal/h değerinde olacaktı ve toplam ısı kaybı değeri ise 906890 kcal değerinde olacaktı. Gerçek ısı kaybı değeri ile bu değer arasında sadece 1000 kcal/h fark vardır, ancak izolasyon malzemesinde 4.157 m<sup>2</sup> kar edilmiştir.

### 3.2 Soğutma Yükü Hesapları

#### 3.2.1 Güneş Tesiriyle Oluşan Dış Yükler

Soğutma yükü hesaplamalar, ısıtma hesaplarından farklı olarak bir çok hususu içine almaktadır. Güneşten gelecek ısı kazançları, aydınlatma yükleri, insan yükleri soğutma hesaplarında ele alınması gereken noktalardır. Soğutma yükü hesaplamalarının gerçekleştirilmesi için bir çok yöntem geliştirilmiştir. Bu çalışmada ısı kazançlarının hesaplanması için, Carrier firmasının geliştirdiği ve ASHREA tarafından da kabul gören E20 hesaplama yöntemi kullanılmaktadır. E20 yönteminde sıcaklık farkı olarak Eş Değer Sıcaklık kullanılmaktadır. Bu değer hem güneşten gelen hem de iletimsel yolla gelen ısı kazançlarının bir araya getirildiği bir ifadedir.

Isı kazançları hesaplarını üç kısma ayırabiliriz. Dış ortam temaslı yapı elemanlarından ve

pencerelerden gelen soğutma yükleri ile, bina içinde yer alan ancak soğutma yapılmayan mahallerden gelen ısı yükleri ve insan, aydınlatma, infiltrasyon vb. gibi iç yükler. Ancak sonuncu kısım diğerlerinden farklı olarak dış sıcaklığa ve güneş radyasyonuna bağlı değildir ve bu yüklerin hesaplanması, diğer ikisine göre oldukça basittir.

Duvar ve çatıdan gelen soğutma yükleri, dış yüzeye gelen güneş radyasyonuna ve iç ve dış ortam arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Bu yapı elemanlarından gelen yükleri hesaplamak için iki adım takip edilir. Birinci adımda, güneş-hava sıcaklığı şeklinde tabir edilen sıcaklık değeri hesaplanır. Bu sıcaklık değerinde, dış hava sıcaklığı ile güneş radyasyon değerleri tek bir değişkene düşürülmüştür.

$$T_{SA} = T_{OA} + \alpha \cdot I_T / h_o - \varepsilon \cdot \Delta R / h_o \quad (3.1)$$

Yukarıdaki değerler ile  $T_{SA}$  değeri hesaplanabilir veya çeşitli duvar tipleri için hazırlanmış olan tablolardan belirlenebilir.  $T_{SA}$  değeri belirlendikten sonra, yapı malzemesinin ağırlığı, yoğunluğu ve rengine bağlı olarak bazı transfer fonksiyon katsayıları kullanılarak hesaplanan  $T_{SA}$  değeri üzerinde düzeltmeler yapılır.

Çizelge 3.4 300 kg/m<sup>2</sup> birim alan ağırlığına sahip duvardaki eş değer sıcaklık farkı (Jones. J.W 1982)

Zaman	YÖN							
	K	KD	D	GD	G	GB	B	KB
7	4	15	17	10	1	1	1	1
8	5	20	26	18	3	3	3	3
9	5	22	30	24	7	4	5	4
10	7	20	31	27	12	6	6	6
11	8	16	28	28	17	9	8	8
12	10	15	22	27	22	14	10	10
13	12	14	19	23	25	21	15	12
14	13	15	17	20	26	28	23	15
15	13	15	17	18	24	33	31	20
16	14	14	16	16	21	35	37	26
17	14	14	15	15	17	34	40	31
18	15	12	13	13	14	29	37	31
19	12	10	11	11	11	20	27	23
20	8	8	8	8	8	13	16	14

Çizelge 3.5 34° Kuzey enlemi için camdan gelen güneş kazançları W/m<sup>2</sup> (Jones. J.W 1982)

	K	KD/KB	D/B	GD/GB	G	YATAY
Aralık	6	69	510	775	795	500
Ocak, Kasım	75	90	550	785	775	555
Subat, Ekim	85	205	645	780	700	685
Mart, Eylül	100	330	695	700	545	780
Nisan, Ağustos	115	450	700	580	355	845
Mayıs, Temmuz	120	530	685	480	230	865
Haziran	140	555	675	440	190	870

Cam gibi geçirgen yüzeylerden gelen soğutma yükü  $q_{sg}$  aşağıdaki formül ile ifade edilebilir;

$$q_{sg} = A(\tau_t + NaI_t) = AI_t(\tau + Na) \quad (3.2)$$

Kararlı hal durumunda, N değeri  $U/h_0$  ile ifade edilebilir. N yerine bu değeri koyarsak;

$$q_{sg} = AI_t \left( \tau + \frac{Ua}{h_0} \right) \quad (3.3)$$

ifadesi elde edilir. Buradaki  $I_t \left( \tau + \frac{Ua}{h_0} \right)$  ifadesi parlak tek cam için güneş kazancı faktörü

SHGF olarak adlandırılır. Tablolarda güney ve kuzey yarım kürelerde aylara ve yönlere göre pencereler için SHGF değerleri verilmiştir. Tek parlak camdan farklı camların bu SHGF değerlerini belirlemek için gölgeleme katsayısı SC değerleri verilmiştir. Gölgeleme katsayısı şu ifade ile hesaplanır;

$$SC = \frac{\tau + \frac{Ua}{h_0}}{\left( \tau + \frac{Ua}{h_0} \right)_{SS}} \quad (3.4)$$

burada yer alan ss alt indisi tek parçalı parlak camı tanımlamaktadır. SC değeri kullanılan cam üreticisi firmalar tarafından kataloglarında verilir.

Yukarıdaki ifadeler yardımıyla güneşten gelecek olan kazanç şu denklem ile belirlenebilir;

$$q_{sg} = (SHGF_{max})(SC)A \quad (3.5)$$

Soğutulmayan mahallerden kaynaklanan soğutma yükleri için özel herhangi bir sıcaklık değerinin tanımlanmasına gerek yoktur. Soğutulan ve soğutulmayan ortamlar arasındaki

sıcaklık farkının, yapı elemanı alanı ve U katsayısı değerleri ile soğutma yükü hesaplanır.

### 3.2.2 İç Yükler

Aydınlatma yükleri, bina içinde kullanılan aydınlatma araçlarından gelen soğutma yükleridir. Aydınlatma amaçlı kullanılacak olan armatürlerin, aydınlatma gücü ve balast çarpanı değerlerinin bilinmesiyle, aydınlatma yükü aşağıdaki ifade ile hesaplanabilir.

$$q = P_1.(BM)/100 \quad (3.6)$$

Aydınlatmadan gelen soğutma yükünün belirlenmesinde, aydınlatma armatürlerinin tipi ve konumu da dikkate alınmalıdır. Örneğin tavana gömülen tipteki armatürlerin kullanılması durumunda armatürlerden gelen ısı yükünün bir kısmı kanal içindeki havaya geçerken, serbest asılı halde duran armatürler kullanıldığında havanın ısınması göz önünde bulundurulmaz.

Mahal içinde bulunan elektrikli cihazlardan da ortam içine bir ısı yayılımı olmaktadır. Kullanılan cihazların türüne göre bu değerler değişir. Örneğin bir kişisel bilgisayardan 250W ısı yayılırken, bu değer fotokopi makinesinde 850W değerindedir. İç yükleri oluşturan unsurlardan biri de insan sayısıdır. Ortam içinde yer alan insanların aktivitelerine göre etrafa yaydıkları ısı miktarı da değişmektedir. İnsanlardan yayılmakta olan ısı miktarları aşağıdaki tabloda özetlenmiştir.

Çizelge 3.6 İnsanlardan kaynaklanan ısı kazançları (ASHRAE Fundamentals Handbook 1993)

Faaliyet	Duyulur	Gizli	Toplam
	W	W	W
Uyuyan	53	17	70
Oturan	60	40	100
Alışveriş	72	60	132
Yürüyen 3km/h	107	198	305
Ofis çalışmanı	83	67	150
Mağaza çalışmanı	92	92	184

### 3.2.3 Mahal Soğutma Yükü Hesaplanması

Mahalin soğutma yüklerinin elle hesaplanması durumunda, hesap çizelgelerinin kullanılmasıyla kolaylık sağlanabilir. Burada soğutma yükünün hesaplanmasına örnek oluşturması açısından hipermarket'in soğutma yükü hesaplanması gösterilecektir. Hipermarketin mimari çizimi ekler kısmında 10 numaralı ek ile verilmiştir.

İç sıcaklık değeri 26 °C değerindedir. Yapı elemanlarından (duvar, pencere vb..) gelecek olan soğutma yüklerini şu şekilde gösterebiliriz.

Çizelge 3.7 Yapı elemanlarından gelen soğutma yükleri

Cins	Yön	Alan m <sup>2</sup>	Güneş Yüğü		İletim			Duyulur Isı
			kcal/m <sup>2</sup> h	SC	Q kcal/h	K kcal/hm <sup>20</sup> C	T °C	
Dış Duvar	K	342	-	-	-	0,586	11	2204,532
Döşeme	-	9199	-	-	-	0,358	7	23052,694
İç Duvar	-	900	-	-	-	1,24	7	7812
Dış Pencere	G	100	32	0,6	1920	3,4	14	4760
Dış Duvar	G	200	-	-	-	0,586	14	1640,8
Dış Duvar	B	800	-	-	-	0,586	23	10782,4
Dış Pencere	B	70	438	0,6	18396	3,4	23	5474
					20316			55726,426

Burada kullanılan sıcaklık değerleri 3.5 ve 3.4 Çizelgelerinden alınmıştır. Gölgeleme Katsayısı SC kullanılan camın kataloğundan belirlenmiştir.

Dış yüklerin belirlenmesinden sonra, mahaldeki iç soğutma yüklerinin belirlenmesi gerekir.

Çizelge 3.8 Duyulur iç soğutma yükleri

İnsan duyulur ısı kazancı (4m <sup>2</sup> /kişi)	2300 kişi	62 kcal/kişi	142600 kcal/h
Aydınlatma duyulur ısı kazancı	9200 m <sup>2</sup>	22 kcal/ m <sup>2</sup>	202400 kcal/h
Diğer aletlerden gelen duyulur ısı kazancı	9200 m <sup>2</sup>	9 kcal/ m <sup>2</sup>	82800 kcal/h

Gizli iç soğutma yükü sadece insanlardan kaynaklanır. Kişi başına 52 kcal yük geldiğinde toplam gizli soğutma yükü; 52 x 2300 119.600 kcal/h değerindedir. Soğutma yüklerini özetlersek;

Güneşten gelen toplam soğutma yükü 20.316 kcal/h

İletim yoluyla gelen toplam soğutma yükü 55.726 kcal/h

Toplam duyulur iç yükler 427.800 kcal/h

Toplam gizli iç yükler 119.600 kcal/h

Toplam duyulur soğutma yükü 503.842 kcal/h % 5 emniyet faktörüyle 529.034 kcal/h

Toplam gizli soğutma yükü 119.600 kcal/h %5 emniyet faktörüyle 125.580 kcal/h.

Diğer mahallerin soğutma yükleri benzer şekilde hesaplanmıştır.

### 3.3 Mahallerin Zonlanması

Etkin bir sistem için etkin bir zonlama yapılması gerekir. Pik yüklerin aynı zamanda meydana geldiği mahallerin aynı zon içinde toplanması, ekonomik bir çalışma sağlayacaktır. Fast foodlar ile mağazalara aynı klima santralinden hava beslemek pek akılcı bir çözüm olmaz.

Bodrum katta yer alan mağazaların primer hava ihtiyacını karşılamak için ayrı bir klima santrali düşünülmüştür. Zemin katta yer alan mağazalara da bodrum kat mağazalar gibi aynı bir klima santrali ayrılmıştır. Binanın bodrum zemin ve birinci katında güney ve kuzey cephelerde yer alan büyük mağazalar için (güney ve kuzey mağazalar üç kat halinde tek bir kiracıya verilecektir) aynı şekilde ayrı ayrı klima santralleri ayrılmıştır. 1 ve ikinci katta yer alan mağazalar ise, zemin ve bodrum kat mağazalardan farklı olarak 3 ayrı zona ayrılmıştır. 1 ve 2. katta kuzey cephede yer alan mağazalar kuzey zon mağazalar, güney cephede yer alan mağazalar güney zon mağazalar ve orta zonda yer alan ve hiç bir şekilde dış yüke maruz kalmayan mağazalarda orta zon mağazalar olarak ayrılmıştır. Fast foodlarda aynı şekilde güney ve kuzey zon fast foodlar olarak sınıflandırılmıştır ve ayrı klima santralleri ile primer hava ihtiyaçları karşılanmıştır.

Karışım havalı sistem ile çözülen mekanlar olan bodrum, zemin 1. kat ve 2. kat mağazalar ortak alanları, food court ve hipermarket içinde her birine ayrı klima santralleri tahsis edilmiştir.

### 3.4 Zonlara Göre Oluşan Soğutma Yükleri

Bodrum kat mağazalar zonu toplam 3240 m<sup>2</sup> den oluşmaktadır. Mağazalar içinde 4,5 m<sup>2</sup>/kişi alındığında, zon içinde pik insan sayısı 720 kişidir. Bu zonda yer alan mağazaların dış ortama bakan duvar çatı pencere gibi yapı elemanları bulunmadığından, toplam soğutma yükü iç yüklerden kaynaklanmaktadır.

$$\text{Aydınlatmada yükü} = 50 \times 3240 = 162.002 \text{ W}$$

$$\text{Diğer elektrik yükü} = 10 \times 3240 = 32.400 \text{ W}$$

$$\text{İnsan Yükü} = 72 \times 720 = 51.685 \text{ W (duyulur)}, 60 \times 720 = 43.247 \text{ W (gizli)}$$

Değerleri elde edilir. Mahallerin, soğutulmayan bitişik ortamlardan dolayı kazandığı soğutma

yükü değeri de 14.741 W değerindedir. % 5 emniyet faktörü ile pik soğutma yükü değeri 319.302 W olarak hesaplanır. Burada hesaplanmış olan toplam soğutma yükü değeri içinde havalandırmadan gelecek olan değer hesaplanmamıştır. Bunun nedeni, bu zonun sulu sistem ile soğutulacak olması ve ortama verilecek olan taze havanın ise klima santralinde şarlandırılarak mahal içlerine verilecek olmasıdır. Yani havanın soğutulması için gerekli olan miktar fan coiller tarafından karşılanmayacaktır. Verilecek taze havanın soğutma yükleri ilgili klima santrallerinin hesaplarıyla ilgili bölümde verilmiştir. Bu zona 1 numaralı klima santrali taze hava besleyecektir.

Zemin kat mağazalar zonu toplam 2777 m<sup>2</sup> den oluşmaktadır. Zonun doğu cephesinde 289 m<sup>2</sup>, güney ve cephesinde 103 m<sup>2</sup> dış duvar alanı bulunmaktadır. Duvarlardan gelen güneşle ilgili soğutma yükleri sırasıyla 860 W, 816 W ve 228 W değerindedir. Güneşten gelen pik soğutma yükü Ağustos ayında saat 17.00 da gerçekleşmektedir. Zon içinde pik insan sayısı 617 kişidir. Birim alan başına iç yük değerleri ile pik soğutma yükü 282.083 W değerindedir. Bu zona 2 numaralı klima santrali taze hava besleyecektir.

Kuzey zon mağazalar toplam alanı 4030 m<sup>2</sup> dir. Doğu cephesinde 209 m<sup>2</sup> kuzey cephesinde 12 m<sup>2</sup> dış duvar ve toplam 4030 m<sup>2</sup> çatı alanına sahiptir. Güneşten gelen soğutma yükleri sırasıyla, 733 W, 382 W ve 20831 W değerlerindedir ve Temmuz ayında saat 18.00 de oluşmuştur. Zon içindeki pik insan sayısı 895 kişidir. Bu derecede büyük çatı alanına rağmen, çatıdan gelen soğutma yükünün alana kıyasla aza olmasının nedeni, çatı malzemesinin düşük ısı iletkenlik değeri gösterilebilir. Diğer iç yük değerleri ile zonun pik soğutma yükü 359.964 W değerindedir. Bu zona 3 numaralı klima santrali taze hava besleyecektir.

Güney zon mağazalar toplam alanı 4269 m<sup>2</sup> değerindedir. Doğu cephesinde 383 m<sup>2</sup>, güney cephesinde 468 m<sup>2</sup> kuzey cephesinde 176 m<sup>2</sup> duvar ve toplam 4030 m<sup>2</sup> çatı alanı vardır. güneşten gelen soğutma yükleri sırasıyla, 1083 W, 3669 W, 322W ve 21.888W değerlerindedir. Pik soğutma yükü Ağustos ayında saat 16.00 da oluşmuştur. Pik insan sayısı 948 kişidir. Diğer iç yükler ile zonun pik soğutma yükü 464.452 W değerindedir. Bu zona 4 numaralı klima santrali taze hava besleyecektir.

Orta zon mağazalar, toplam 4244 m<sup>2</sup> alana sahiptir. Dış ortama bakan hiçbir yapı elemanı yoktur. Soğutma yükleri tamamen iç yüklerden kaynaklanmaktadır. Pik insan sayısı 943 kişi ve pik soğutma yükü değeri 397.941 W değerindedir. Bu zona 5 numaralı klima santrali ile taze hava beslenecektir.

Binanın güney tarafında yer alan 3 katlı büyük mağazanın toplam alanı  $5069 \text{ m}^2$  dir. Doğu cephesinde  $346 \text{ m}^2$  kuzey cephesinde  $352 \text{ m}^2$  ve güney cephesinde  $538 \text{ m}^2$  dış duvar, doğu ve cephesinde  $12 \text{ m}^2$ , güney cephesinde  $12 \text{ m}^2$  cam alanı mevcuttur.  $1606 \text{ m}^2$  çatı alanı vardır. güneşten gelen soğutma yükleri sırasıyla  $896\text{W}$ ,  $644\text{W}$ ,  $5084\text{W}$ ,  $2013\text{W}$ ,  $2744\text{W}$  ve  $3727\text{W}$  değerlerindedir. Pik insan sayısı 1126 kişi ve pik soğutma yükü  $455.165 \text{ W}$  değerindedir. Burada önemli bir hususa değinmekte fayda var. Zonun toplam çatı alanı  $1606 \text{ m}^2$  ve buradan gelen soğutma yükü değeri  $3727\text{W}$  iken, güney cephesinde yer alan ve sadece  $12 \text{ m}^2$  olan camdan gelen soğutma yükü değeri ise  $2744\text{W}$  değerindedir. Binada özellikle soğutulacak olan mekanların dış ortam ile temaslarının ara koridorlar ile kesilmesinin soğutma yükünün azalmasına getirdiği katkı çok belirgindir. Bu hususla ilgili sayısal bir örnek son kısımda verilmiştir. Bu zona 6 numaralı klima santrali ile taze hava verilecektir.

Binanın kuzey tarafında yer alan 3 katlı büyük mağazanın toplam alanı  $5069 \text{ m}^2$  dir. Doğu cephesinde  $346 \text{ m}^2$  kuzey cephesinde  $538 \text{ m}^2$  ve güney cephesinde  $352 \text{ m}^2$  dış duvar, doğu ve cephesinde  $12 \text{ m}^2$ , kuzey cephesinde  $12 \text{ m}^2$  cam alanı mevcuttur.  $1606 \text{ m}^2$  çatı alanı vardır. Güneşten gelen soğutma yükleri sırasıyla  $902\text{W}$ ,  $984\text{W}$ ,  $3226\text{W}$ ,  $2013\text{W}$ ,  $762\text{W}$  ve  $3727\text{W}$  değerlerindedir. Pik insan sayısı 1126 kişi ve pik soğutma yükü  $451.608 \text{ W}$  değerindedir. Burada kuzey cephesinde yer alan camdan soğutma yüküne dikkat çekmek gerekir. Güney cephesinde aynı alandaki camdan gelen soğutma yükü  $2744\text{W}$  iken, kuzey cephesinde ise bu değer  $762\text{W}$  değerindedir. Bu zona 7 numaralı klima santrali ile taze hava verilecektir.

Güney zon fast food alanı  $1295 \text{ m}^2$  dir.  $1295 \text{ m}^2$  çatı alanına sahiptir ve buradan  $7691 \text{ W}$  soğutma yükü gelmektedir. Fast food mekanlarında hesaplamalarda alınan iç yük değerleri diğer mekanlarda alınana değerlerden biraz daha farklıdır. Bu mekanlar içinde yemek yeme kısmının yanında bir de mutfak kısmı bulunmaktadır. Mutfak ta kullanılan ekipmanlardan ortama yayılan ısının, soğutma yükü hesabına katılması gerekmektedir. Tipik bir fast food mutfağında kullanılan ekipmanlardan gelecek soğutma yükü  $19484\text{W}$  duyulur,  $1028\text{W}$  gizli olarak alınabilir. Güney zon Fast food zonunun pik soğutma yükü  $404.812\text{W}$  değerindedir. Pik insan sayısı 1137 kişidir. Mutfak içinde  $100 \text{ m}^2$  içinde 30 kişi ve lobi içinde de  $100 \text{ m}^2$  içinde 70 kişi değerleri ile toplam insan sayısı hesaplanmıştır. Mutfak alanı, fast food alanının yarısı, diğer yarısı da lobi olarak alınmıştır. Bu zona 8 numaralı klima santrali ile taze hava verilecektir.

Kuzey zon fast food alanı da güney zon fast food alanı ile aynı değerlerdedir. Bu zona da 9 numaralı klima santrali ile taze hava beslenecektir.

Yukarıda verilmiş olan 9 zonun ortak özelliği, bu zonların soğutma yüklerinin fan coiller ile sağlanarak % 100 dış havalı şekilde tasarlanmış olmalarıdır. Buradan sonra verilmiş olan zonlar ise karışım havalı sistemler ile ısıtılıp soğutulacaktır.

Bodrum kat mağazalar ortak alanında dış ortam ile temalı hiçbir yapı elemanı bulunmamaktadır. Toplam alan 2471 m<sup>2</sup> dir. İç yüklerden kaynaklanan pik soğutma yükü 160.324 W değerindedir. zon karışım havalı sistem ile soğutulacaktır. Soğutma için gerekli hava miktarı ve ilgili hesaplar klima santralleri hesapları kısmında verilmiştir. 10 numaralı klima santrali ile iklimlendirilme prosesi gerçekleştirilecektir.

Zemin kat ortak alan doğu yönünde 53 m<sup>2</sup> dış duvar alanına ve doğu yönünde 64 m<sup>2</sup> cam alanına sahiptir. Güneşten gelen soğutma yükleri sırasıyla 230 ve 12.952 W değerlerindedir. Pik insan sayısı 467 kişidir. Hava ile karşılanacak olan pik soğutma yükü 156.673 W değerindedir. 11 numaralı klima santrali ile ısıtma ve soğutma yapılacaktır.

Birinci kat ortak alan 5000 m<sup>2</sup> alana sahiptir. Doğu cephesinde 76 m<sup>2</sup> duvar ve 175 m<sup>2</sup> cam alanına sahiptir. Güneşten gelen soğutma yükleri sırasıyla 76 W ve 35.638 W değerlerindedir. Pik insan sayısı 1111 kişidir. Hava ile karşılanacak pik soğutma yükü 357.216 W değerindedir. 12 numaralı klima santrali ile ısıtma soğutma yapılacaktır.

İkinci kat ortak alan 1196 m<sup>2</sup> dir. Toplam çatı alanı 1196 m<sup>2</sup> dir. Çatıda ışıklık olarak 200 m<sup>2</sup> cam bulunmaktadır. Camdan gelecek olan soğutma yükü 104790 W değerindedir. pik insan sayısı 266 kişidir. Hava ile karşılanacak olan pik soğutma yükü 226.258 W değerindedir. 13 numaralı klima santrali ile ısıtma soğutma yapılacaktır.

Food court alanı 2800 m<sup>2</sup> dir. Çatıda 178m<sup>2</sup> cam bulunmakta ve buradan gelen soğutma yükü 92135 W değerindedir. Pik insan sayısı 992 kişidir. Hava ile karşılanacak yük 350494 W değerindedir. 14 numaralı klima santralleri ile ısıtma ve soğutma gerçekleştirilecektir.

### 3.5 Zonlara Verilecek Hava Miktarları

Mağazaların ve fast foodların sulu sistem ile ortak alanların ve hipermarket zonuunda tam havalı sistem ile ısıtılıp soğutulacağını daha önceden belirtmiştik. Bu kısımda zonlara verilecek hava miktarları belirlenecektir.

Fan coil üniteleri ile ısıtılıp soğutulan mekanlara sadece primer hava beslemesi yapılacaktır. Primer hava miktarları, zon içinde bulunan insan sayısına göre hesaplanacaktır. Mağaza zonlarında pik zamanda kişi başına 4,5 m<sup>2</sup> değeri kabul edilmiştir. Ortak alanlar içinde de

aynı değer kullanılabilir Bu tip alışveriş merkezlerinde yer alan fast food mekanlarının yarısı mutfak ve diğer yarısı da lobi olarak kullanılmaktadır. Fast food mutfaklarında kişi başına 3,5 m<sup>2</sup> (100 m<sup>2</sup>/30 kişi) değeri alınırken, lobi kısmında ise kişi başına 1,4 m<sup>2</sup> değeri (100 m<sup>2</sup>/70 kişi) değeri kabul edilmiştir. Çizelge 2.2 yardımıyla zonlara verilecek dış hava miktarlarını şekilde gösterebiliriz

Çizelge 3.9 Zonlara verilen dış hava miktarları

ZON	İnsan Sayısı	TAZE HAVA l/s/kişi	TAZE HAVA m <sup>3</sup> /h
Bodrum Kat Mağazalar	720	7	19580
Zemin Kat Mağazalar	617	7	20900
Güney-Kuzey Zon Mağazalar	895	7	18400
Orta Zon Mağazalar	943	5	24800
Büyük Mağaza 1-2	1126	7	28500
Güney-Kuzey Fast Food	1137	90 Mutfak 7 Lobi	49600
Bodrum Ortak Alan	537	5	9670
Zemin Ortak Alan	467	5	8410
1. Kat Ortak Alan	1111	5	20000
2. Kat Ortak Alan	226	5	4100
Food Court	992	5	4960

Bu kısımdan sonra klima santrallerinin kapasiteleri belirlenmiştir.

### 3.6 Klima Santralleri Hesapları

Sistemde kullanılan klima santrallerini iki gruba ayırabiliriz. %100 dış hava ile çalışacak klima santralleri ve karışım havalı klima santralleri.

#### 3.6.1 %100 Dış Havalı Klima Santralleri

Mağazalar ve fast foodlar zonlarında %100 dış havalı klima santralleri kullanılacaktır. Bu klima santrallerinin beslemesi gereken hava miktarları zonlar içinde bulunan insan sayılarına göre belirlenmiştir. Bu klima santralleri ile zonların ısı kayıp ve kazançları sağlanmayacak, sadece iç ortam hava kalitesini sağlamak için verilmesi gereken dış hava şartlandırılarak içeri verilecektir. Soğutulmuş havanın üfleme sıcaklığı 22 °C olarak belirlenmiştir. Isıtılan hava da mahallere 26 °C sıcaklıkta üflenecektir.

### 3.6.1.1 Bodrum Kat Mağazalar Zonu Santrali

Santralden beslenecek hava miktarı  $19.580 \text{ m}^3/\text{h}$ . Kış mevsiminde dış ortam koşulu  $-12^\circ\text{C}$ , %80 nem. İç ortama üfleme sıcaklığı  $24^\circ\text{C}$ . Dış ortam koşulundaki havayı, doğrudan üfleme sıcaklığına ısıttığımızda havanın nem miktarı %8 ( $1,7 \text{ g/kg}$  hava) değerinde olmaktadır. Bu koşuldaki havayı iç ortama vermek konfor açısından uygun olmayabilir. Bu durumda klima santrali içinde nemlendirme yapılması gerekir. Hava ilk olarak ön ısıtıcıda belli bir sıcaklığa kadar ısıtılır. Daha sonra nemlendirici hücrede adyabatik nemlendirme işleminden sonra, son ısıtıcıya girer ve burada üfleme sıcaklığına kadar ısıtıldıktan sonra mahal içine üflenir.

Havanın ön ısıtıcıya giriş koşulları  $-12^\circ\text{C}$  %80 nem değeridir. Psikrometrik diyagramdan, havanın ön ısıtıcıdan hangi sıcaklıkta çıkması gerektiği bulunur. Havanın ön ısıtıcıdan  $37^\circ\text{C}$  %3 nem değerine kadar ısıtılması gerekir. Bu durumda;

#### Ön Isıtıcı Ünite

Giriş  $-12^\circ\text{C}$  %80 nem

Çıkış  $37^\circ\text{C}$  % 5 nem

$$Q = m_a \times c_{p_a} \times (T_{\text{ç}} - T_{\text{g}})$$

$$m_a = V_a \times \rho_a = 19580 \times 1,20 = 23.496 \text{ kg hava}$$

$$23.496 \times 0,25 \times 49 = 287.826 \text{ kcal/h}$$

#### Nemlendirici Ünite

Giriş  $37^\circ\text{C}$  % 5 nem  $1,4 \text{ g/kg}$  kuru hava Çıkış  $16^\circ\text{C}$  % 75,8 nem  $9,6 \text{ g/kg}$  kuru hava

1 kg havanın nemlendirilmesi için  $9,6 - 1,4 = 8,2 \text{ g/h}$  suyun buharlaşması gerekir.

$$23.496 \times (9,6 - 1,4)/1000 = 199 \text{ kg/h su gerekir}$$

#### Son Isıtıcı Ünite

Giriş  $16^\circ\text{C}$  % 75,8 nem  $9,6 \text{ g/kg}$  kuru hava

Çıkış  $26^\circ\text{C}$  % 40 nem  $9,6 \text{ g/kg}$  kuru hava

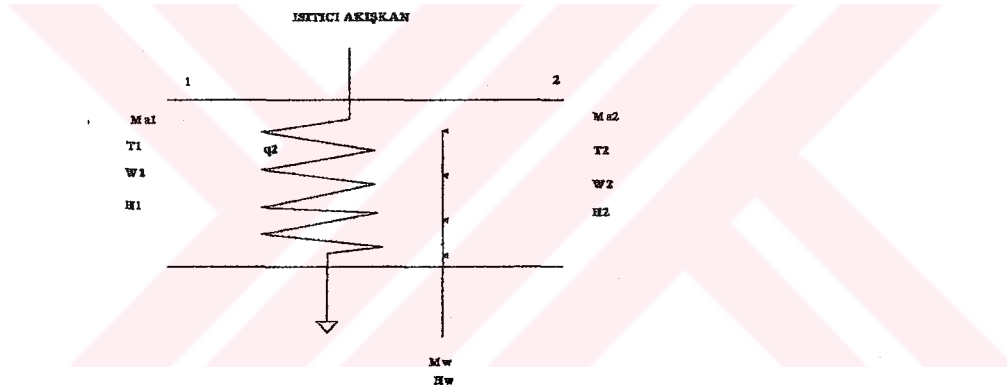
$$Q = m_a \times c_{p_a} \times (T_{\text{ç}} - T_{\text{g}})$$

$$23.496 \times 0,25 \times 10 = 58.740 \text{ kcal/h}$$

Kış çalışmasında klima santralinde 346.566 kcal/h ısıtma gereksinimi vardır. nemlendirme için 199 kg/h su buharlaşacaktır. Tesisat içinde yer alan sulara (boyler, soğutma kulesi, nemlendirme hücresi) lejyoner hastalığı bakterisinin kolay bir şekilde üreyebilme riski nedeniyle su ile nemlendirme işlemi yerini buharla nemlendirme prosesine bırakmaktadır. Bu çalışmada nemlendirme yapılması gereken klima santrallerinde nemlendirme prosesinde 110<sup>0</sup>C sıcaklıktaki doymuş su buharı kullanılmıştır.

İki ayrı ısıtıcı batarya kullanmadan, tek ısıtıcı batarya ile hava istenilen sıcaklığa ve nem değerine getirilebilir.

Isıtma ve buharla nemlendirme işleminin gerçekleştiği hücreyi şu şekilde gösterebiliriz.



Şekil 3.1 Buhar ile nemlendirme yapılan ısıtıcı serpantin

Kütle ve enerji denklüklerini kurarak;

$$m_{a,1}h_1 + m_w h_w + q_2 = m_{a,2}h_2$$

$$m_{a,1} = m_{a,2}$$

$$m_{a,1}W_1 + m_w = m_{a,2}W_2$$

$$q_2 = m_a (h_2 - h_1) - m_w h_w$$

$$m_w = m_a (W_2 - W_1)$$

$$q' = \frac{h_2 - h_1}{W_2 - W_1} = \frac{q_2}{m_w} + h_w \quad (3.7)$$

$$23.496 \times -2,068 + m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2 = 23.496 \times 11,95$$

$$329.367 = m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2$$

$$23.496 \times 0,0014 + m_{\text{BUHAR}} = 23.496 \times 0,0096$$

$$m_{\text{BUHAR}} = 199 \text{ kg/h}$$

$$199 \times 644 + q_2 = 329.367$$

$$q_2 = 201.211 \text{ kcal/kg}$$

$$201.211 = 23.496 \times 0,25 \times \Delta T$$

$$\Delta T = 34,25 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_2 = 22,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Bu sıcaklık değeri, havanın duyulur olarak ısıtılacağı serpantinden çıkış sıcaklığıdır. 22,25°C sıcaklığına ulaşan hava 110 °C doymuş su buharı ile nemlendirilerek, 26 °C %40 nemli hava elde edilecektir. Klima santrali hesaplarını özetleyecek olursak;

Dış hava -12°C sıcaklıkta ısıtma bataryasına girecek, burada ısıtma serpantininde duyulur ısı verilecek ve hemen ardından da buhar enjeksiyonu ile hem nemlendirilecek hem de ısıtılacaktır. Netice olarak bodrum mağazalar zonuna primer hava sağlayacak klima santrali, kış çalışmasında ısıtıcı ve nemlendirici olarak çalışacaktır. Toplam hava debisi 19.580 m<sup>3</sup>/h değerindedir. Isıtma değeri (Buhar oluşturmak için gerekli kalori dahil edilmemiştir, sadece santralin ısıtma serpantininden havaya transfer olacak ısı değeri) 201.211 kcal/h değerindedir. Nemlendirmeyi gerçekleştirmek için 110 °C sıcaklığında doymuş buhara ihtiyaç vardır. buhar ihtiyacı 199 kg/h değerindedir.

Yaz çalışmasında soğutucu batarya ile 19580 m<sup>3</sup>/h hava dış ortam sıcaklığında üfleme sıcaklığı 16°C değerine soğutulacaktır.

**Soğutucu Batarya**

Giriş 34 °C DB. 20 °C WB  $h_1 = 61,120 \text{ kJ/kg}$

Cihaz çığ noktası 12 °C

Çıkış 22 °C DB 15,8 °C WB  $h_2 = 47,505 \text{ kJ/kg}$

By pass faktörü, soğutma serpantininden soğumadan geçen hava miktarını belirtir. Şu ifade ile hesaplanır.

$$BF = \frac{T_{SÇ} - T_{CÇN}}{T_{SG} - T_{CÇN}} \quad (3.8)$$

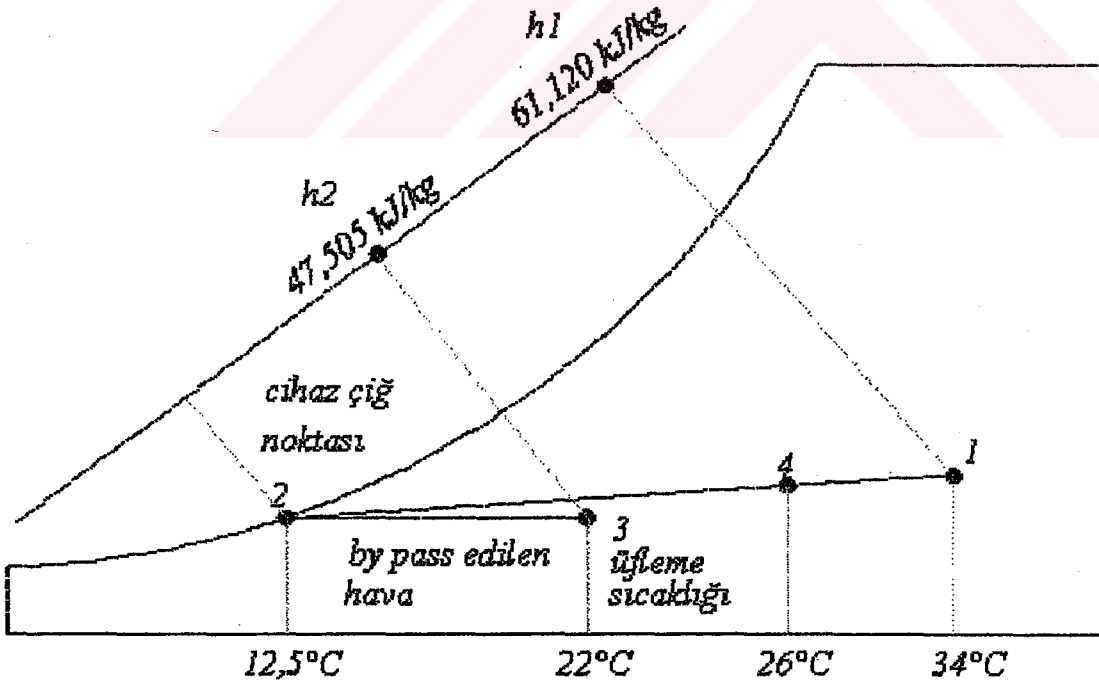
Serpantin çıkış sıcaklığının 22 °C olması istenmektedir. Giriş sıcaklığı 34 °C ve cihaz çığ noktası 12°C dır. Bu durumda by pass faktörü 0,45 olarak hesaplanır. Yani soğutma serpantinine giren havanın %45'i soğumadan çıkacaktır. Normal olarak bu değer yüksek görülmekle beraber, dış havanın istenen değere gelmesi ancak bu şekilde mümkün olmaktadır. Uygulanabilecek başka bir alternatif, serpantin by pass değerini düşük tutarak, klima santrali içinde by pass akımı gerçekleştirmektir.

Serpantinde gerçekleşen soğutma

$$19580 \times 1,02 \times (61,120 - 47,505) = 271.913 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{SERPANTIN} = 65.000 \text{ kcal/h soğutma gerçekleşir.}$$

1 numaralı klima santralini özetlersek, toplam debi 19580 m<sup>3</sup>/h değerindedir. Isıtma serpantininde de gerçekleşecek olan ısıtma 201.211, nemlendirme için kullanılan buhar miktarı 199 kg/h, ve toplam soğutma değeri 65.000 kcal/h değerindedir. Nemlendirme de kullanılacak olan buhar santral dışındaki bir kaynaktan elde edilecektir.



Şekil 3.3 %100 dış havalı santralde primer havanın soğutulması

### 3.6.1.2 Zemin Kat Mağazalar Zonu Klima Santrali

Isıtma ve Nemlendirme Bataryası

Toplam hava debisi  $20.900 \text{ m}^3/\text{h}$   $m_a = 25.080 \text{ kg/h}$

$$25.080 \times (-2,067) + m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2 = 25.080 \times 11,95$$

$$351.546 = m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2$$

$$25.080 \times 0,0014 + m_{\text{BUHAR}} = 25.080 \times 0,0096$$

$$m_{\text{BUHAR}} = 206 \text{ kg/h}$$

$$206 \times 644 + q_2 = 351.546$$

$$q_2 = 218.882 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_{\text{ISITMA}} = 218.882 \text{ kcal/h}$$

$$218.882 = 25.080 \times 0,25 \times \Delta T$$

$$\Delta T = 34,90 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_2 = 22,90 \text{ }^\circ\text{C} \text{ nemlendiriciye giriş sıcaklığıdır.}$$

Soğutma Bataryası

Toplam hava debisi  $20.900 \text{ m}^3/\text{h}$

Giriş  $34 \text{ }^\circ\text{C}$  DB.  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  WB  $h_1 = 61,120 \text{ kJ/kg}$

Cihaz çığ noktası  $12 \text{ }^\circ\text{C}$  Çıkış  $22 \text{ }^\circ\text{C}$  DB  $15,8 \text{ }^\circ\text{C}$  WB  $h_2 = 47,505 \text{ kJ/kg}$

By Pass faktörü 0,45

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 20.900 \times 1,025 \times (61,120 - 47,505)$$

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 291.668 \text{ kJ/h} \quad Q_{\text{SOĞUTMA}} = 69.710 \text{ kcal/h}$$

### 3.6.1.3 Kuzey Zon Mağazalar Klima Santrali

Toplam hava debisi  $18.400 \text{ m}^3/\text{h}$   $m_a = 22.080 \text{ kg/h}$

$$22.080 \times -2,067 + m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2 = 22.080 \times 11,95$$

$$309.496 = m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2$$

$$22.080 \times 0,0014 + m_{\text{BUHAR}} = 22.080 \times 0,0096$$

$$m_{\text{BUHAR}} = 182 \text{ kg/h}$$

$$182 \times 644 + q_2 = 309.496$$

$$q_2 = 192.896 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{ISITMA}} = 192.896 \text{ kJ/kg}$$

$$192.896 = 22.080 \times 0,25 \times \Delta T$$

$$\Delta T = 34,94 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_2 = 22,94 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ nemlendiriciye giriş sıcaklığıdır.}$$

Soğutma Bataryası

Toplam hava debisi 18.400 m<sup>3</sup>/h Giriş 34 °C DB. 20 °C WB  $h_1 = 61,120 \text{ kJ/kg}$

Cihaz çığ noktası 12 °C Çıkış 22 °C DB 15,8 °C WB  $h_2 = 47,505 \text{ kJ/kg}$

By Pass faktörü 0,45

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 18.400 \times 1,025 \times (61,120 - 47,505)$$

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 256.780 \text{ kJ/h} \quad Q_{\text{SOĞUTMA}} = 61.370 \text{ kcal/h}$$

### 3.6.1.4 Güney Zon Mağazalar Klima Santrali

Toplam hava debisi 18.400 m<sup>3</sup>/h  $m_a = 22.080 \text{ kg/h}$

$$22.080 \times -2,067 + m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2 = 22.080 \times 11,95$$

$$309.496 = m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2$$

$$22.080 \times 0,0014 + m_{\text{BUHAR}} = 22.080 \times 0,0096$$

$$m_{\text{BUHAR}} = 182 \text{ kg/h}$$

$$182 \times 644 + q_2 = 309.496$$

$$q_2 = 192.896 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{ISITMA}} = 192.896 \text{ kJ/kg}$$

$$192.896 = 22.080 \times 0,25 \times \Delta T$$

$$\Delta T = 34,94 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_2 = 22,94 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ nemlendiriciye giriş sıcaklığıdır.}$$

Soğutma Bataryası

Toplam hava debisi 18.400 m<sup>3</sup>/h Giriş 34 °C DB. 20 °C WB h<sub>1</sub> = 61,120 kJ/kg

Cihaz çığ noktası 12 °C Çıkış 22 °C DB 15,8 °C WB h<sub>2</sub> = 47,505 kJ/kg

By Pass faktörü 0,45

$$Q_{SOĞUTMA} = 18.400 \times 1,025 \times (61,120 - 47,505)$$

$$Q_{SOĞUTMA} = 256.770 \text{ kJ/h } Q_{SOĞUTMA} = 61.371 \text{ kcal/h}$$

### 3.6.1.5 Orta Zon Mağazalar Klima Santrali

Toplam hava debisi 28.400 m<sup>3</sup>/h m<sub>a</sub> = 34.080 kg/h

$$34.080 \times -2,067 + m_{BUHAR} \times 644 + q_2 = 34.080 \times 11,95$$

$$477.700 = m_{BUHAR} \times 644 + q_2$$

$$34.080 \times 0,0014 + m_{BUHAR} = 34.080 \times 0,0096$$

$$m_{BUHAR} = 280 \text{ kg/h}$$

$$280 \times 644 + q_2 = 477.700$$

$$q_2 = 297.380 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{SITMA} = 297.380 \text{ kcal/h}$$

$$297.380 = 34.080 \times 0,25 \times \Delta T$$

$$\Delta T = 34,90 \text{ } ^\circ\text{C } T_2 = 22,9 \text{ } ^\circ\text{C nemiendiriciye giriş sıcaklığıdır.}$$

Soğutma Bataryası

Toplam hava debisi 28.400 m<sup>3</sup>/h Giriş 34 °C DB. 20 °C WB h<sub>1</sub> = 61,120 kJ/kg

Cihaz çığ noktası 12 °C Çıkış 22 °C DB 15,8 °C WB h<sub>2</sub> = 47,505 kJ/kg

By Pass faktörü 0,45

$$Q_{SOĞUTMA} = 28.400 \times 1,025 \times (61,120 - 47,505)$$

$$Q_{SOĞUTMA} = 396.333 \text{ kJ/h } Q_{SOĞUTMA} = 94.725 \text{ kcal/h}$$

### 3.6.1.6 Büyük Mağaza 1 Klima Santrali

Toplam hava debisi  $28.500 \text{ m}^3/\text{h}$   $m_a = 34.200 \text{ kg/h}$

$$34.200 \times -2,067 + m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2 = 34.200 \times 11,95$$

$$479.381 = m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2$$

$$34.200 \times 0,0014 + m_{\text{BUHAR}} = 34.200 \times 0,0096$$

$$m_{\text{BUHAR}} = 281 \text{ kg/h}$$

$$268 \times 644 + q_2 = 479.381$$

$$q_2 = 306.790 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{SITMA}} = 306.790 \text{ kcal/h}$$

$$306.790 = 34.200 \times 0,25 \times \Delta T$$

$$\Delta T = 35,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_2 = 23,9 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ nemlendiriciye giriş sıcaklığıdır.}$$

#### Soğutma Bataryası

Toplam hava debisi  $28.500 \text{ m}^3/\text{h}$  Giriş  $34 \text{ } ^\circ\text{C}$  DB.  $20 \text{ } ^\circ\text{C}$  WB  $h_1 = 61,120 \text{ kJ/kg}$

Cihaz çığ noktası  $12 \text{ } ^\circ\text{C}$  Çıkış  $22 \text{ } ^\circ\text{C}$  DB  $15,8 \text{ } ^\circ\text{C}$  WB  $h_2 = 47,505 \text{ kJ/kg}$

By Pass faktörü 0,45

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 28.500 \times 1,025 \times (61,120 - 47,505)$$

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 397.720 \text{ kJ/h} \quad Q_{\text{SOĞUTMA}} = 95.060 \text{ kcal/h}$$

### 3.6.1.7 Büyük Mağaza 2 Klima Santrali

Toplam hava debisi  $28.500 \text{ m}^3/\text{h}$   $m_a = 34.200 \text{ kg/h}$

$$34.200 \times -2,067 + m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2 = 34.200 \times 11,95$$

$$479.381 = m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2$$

$$34.200 \times 0,0014 + m_{\text{BUHAR}} = 34.200 \times 0,0096$$

$$m_{\text{BUHAR}} = 281 \text{ kg/h}$$

$$268 \times 644 + q_2 = 479.381$$

$$q_2 = 306.790 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{ISITMA}} = 306.790 \text{ kcal/h}$$

$$306.790 = 34.200 \times 0,25 \times \Delta T$$

$\Delta T = 35,9 \text{ } ^\circ\text{C}$   $T_2 = 23,9 \text{ } ^\circ\text{C}$  nemlendiriciye giriş sıcaklığıdır.

#### Soğutma Bataryası

Toplam hava debisi  $28.500 \text{ m}^3/\text{h}$  Giriş  $34 \text{ } ^\circ\text{C}$  DB.  $20 \text{ } ^\circ\text{C}$  WB  $h_1 = 61,120 \text{ kJ/kg}$

Cihaz çığ noktası  $12 \text{ } ^\circ\text{C}$  Çıkış  $22 \text{ } ^\circ\text{C}$  DB  $15,8 \text{ } ^\circ\text{C}$  WB  $h_2 = 47,505 \text{ kJ/kg}$

By Pass faktörü 0,45

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 28.500 \times 1,025 \times (61,120 - 47,505)$$

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 397.730 \text{ kJ/h} \quad Q_{\text{SOĞUTMA}} = 95.060 \text{ kcal/h}$$

#### 3.6.1.8 Güney Zon Fast Food

Toplam hava debisi  $49.600 \text{ m}^3/\text{h}$   $m_a = 59.520 \text{ kg/h}$

$$59.520 \times -2,067 + m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2 = 59.520 \times 11,95$$

$$834.292 = m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2$$

$$59.520 \times 0,0014 + m_{\text{BUHAR}} = 59.520 \times 0,0096$$

$$m_{\text{BUHAR}} = 489 \text{ kg/h}$$

$$489 \times 644 + q_2 = 834.292$$

$$q_2 = 519.376 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{ISITMA}} = 519.376 \text{ kcal/h}$$

$$519.376 = 59.520 \times 0,25 \times \Delta T$$

$\Delta T = 34,9 \text{ } ^\circ\text{C}$   $T_2 = 2,9 \text{ } ^\circ\text{C}$  nemlendiriciye giriş sıcaklığıdır.

#### Soğutma Bataryası

Toplam hava debisi  $49.600 \text{ m}^3/\text{h}$  Giriş  $34 \text{ } ^\circ\text{C}$  DB.  $20 \text{ } ^\circ\text{C}$  WB  $h_1 = 61,120 \text{ kJ/kg}$

Cihaz çığ noktası  $12 \text{ } ^\circ\text{C}$  Çıkış  $22 \text{ } ^\circ\text{C}$  DB  $15,8 \text{ } ^\circ\text{C}$  WB  $h_2 = 47,505 \text{ kJ/kg}$

By Pass faktörü 0,45

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 49.600 \times 1,025 \times (61,120 - 47,505)$$

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 686.340 \text{ kJ/h } Q_{\text{SOĞUTMA}} = 164.040 \text{ kcal/h}$$

### 3.6.1.9 Kuzey Zon Fast Food

Toplam hava debisi  $49.600 \text{ m}^3/\text{h}$   $m_a = 59.520 \text{ kg/h}$

$$59.520 \times -2,067 + m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2 = 59.520 \times 11,95$$

$$834.292 = m_{\text{BUHAR}} \times 644 + q_2$$

$$59.520 \times 0,0014 + m_{\text{BUHAR}} = 59.520 \times 0,0096$$

$$m_{\text{BUHAR}} = 489 \text{ kg/h}$$

$$489 \times 644 + q_2 = 834.292$$

$$q_2 = 519.376 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{ISITMA}} = 519.376 \text{ kcal/h}$$

$$519.376 = 59.520 \times 0,25 \times \Delta T$$

$$\Delta T = 34,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_2 = 22,9 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ nemlendiriciye giriş sıcaklığıdır.}$$

Soğutma Bataryası

Toplam hava debisi  $49.600 \text{ m}^3/\text{h}$  Giriş  $34 \text{ } ^\circ\text{C}$  DB.  $20 \text{ } ^\circ\text{C}$  WB  $h_1 = 61,120 \text{ kJ/kg}$

Cihaz çığ noktası  $12 \text{ } ^\circ\text{C}$  Çıkış  $22 \text{ } ^\circ\text{C}$  DB  $15,8 \text{ } ^\circ\text{C}$  WB  $h_2 = 47,505 \text{ kJ/kg}$

By Pass faktörü 0,45

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 49.600 \times 1,025 \times (61,120 - 47,505)$$

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 686.340 \text{ kJ/h } Q_{\text{SOĞUTMA}} = 164.040 \text{ kcal/h}$$

### 3.6.2 Karışım Havalı Klima Santralleri

Mağaza ortak alanları, Food court, hipermarket zonları tam havalı sistem ile ısıtılıp soğutulacaktır. Bu zonların klima santrallerinde şartlandırılacak hava ile, zonların ısıtma ve soğutma yükleri karşılanacaktır. Belli miktarlardaki dış hava içeriden egzost edilen hava ile

karıştırılacak ve bu karışım havası şartlandırıldıktan sonra ortama verilecektir.

### 3.6.2.1 Bodrum Kat Ortak Alan Klima Santrali

Soğutma

Bodrum ortak alan zonundaki duyulur soğutma yükü 134.465 W, gizli soğutma yükü 33.875 W, zon yükü 168.340 W değerindedir. Pik duyulur yükün karşılanması için gerekli hava miktarı (16°C üfleme sıcaklığı)

$$V_{\text{TOPLAM}} = \frac{Q_{\text{DUYULUR}}}{\rho C_p \Delta T} \quad (3.9)$$

$$V_{\text{TOPLAM}} = \frac{134465}{1.025 \times 1 \times 10}$$

$V_{\text{TOPLAM}} = 13.120 \text{ l/s}$   $V_{\text{TOPLAM}} = 47.230 \text{ m}^3/\text{h}$  hava ile zomun soğutma ihtiyacı karşılanacaktır.

İnsanların taze hava gereksinimlerinin karşılanması ve iç hava kalitesinin istenen değere getirilmesi için  $9.670 \text{ m}^3/\text{h}$  dış havaya gerek vardır. Dışarıdan alınan hava, içeriden egzost edilecek hava ile karışım hücresi içinde adyabatik olarak karışacaktır. Karışım havasını sıcaklığı

$$t_k = t_{\text{dış}} \times \frac{V_{\text{taze}}}{V_{\text{top}}} + t_{\text{iç}} \times \frac{V_{\text{top}} - V_{\text{taze}}}{V_{\text{top}}} \quad (3.10)$$

$$t_k = 27,64 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Karışım havası sıcaklığı, serpentine giren ve soğutulacak olan havanın sıcaklığıdır. Serpantinden çıkan soğutulmuş hava zomun duyulur ısısının toplam ısısına oranı değerindeki eğime sahip doğru ile ısınacaktır. Diğer bir değişle, serpantinden çıkan hava 0,8 eğimine sahip doğruyu takip ederek iç sıcaklık değerine ulaşacaktır. Cihaz çığ noktası  $12,5 \text{ } ^\circ\text{C}$  değerindedir. Üfleme sıcaklığının  $16 \text{ } ^\circ\text{C}$  olması istendiğinden, by pass faktörü 0,23 değerinde olacaktır. Serpentine giren havanın % 23 'ü soğutulmadan serpantinden çıkacaktır. Soğutma işlemi sonunda iç ortam değerleri  $26 \text{ } ^\circ\text{C}$  DB  $18,8 \text{ } ^\circ\text{C}$  WB %50 nem olacaktır. Prosesin psikrometrik şekli aşağıda verilmiştir.

Soğutma havası miktarı  $47.230 \text{ m}^3/\text{h}$

Soğutma havası yükü

Serpantin giriş sıcaklığı (Karışım havası değerleri)  $27,64^{\circ}\text{C}$   $h_M = 56,20 \text{ kJ/kg}$

Cihaz çığ noktası  $12^{\circ}\text{C}$  By pass faktörü 0,23

Serpantin çıkış sıcaklığı  $16^{\circ}\text{C}$   $h_4 = 43,020 \text{ kJ/kg}$

$$Q_{\text{SERPANTİN}} = 47.230 \times 1,025 \times (56,20 - 43,020)$$

$$Q_{\text{SERPANTİN}} = 638.060 \text{ kJ/h} \quad Q_{\text{SERPANTİN}} = 152.500 \text{ kcal/h}$$

Havalandırma havası miktarı  $9.670 \text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir. Havalandırma havasının soğutulması için gerekli olan soğutma miktarı;

Duyulur ısı kazancı

$$Q_{\text{VS}} = \rho_a \times (C_{p_a} + C_{p_{a2}} \times w) \times V_V \times (T_a - T_r) \quad (3.11)$$

$$Q_{\text{VS}} = 1,025 \times (1 + 1,84 \times 0,01099) \times 2.686 \times (34 - 26)$$

$$Q_{\text{VS}} = 22.072 \text{ W}$$

Gizli ısı kazancı

$$Q_{\text{VL}} = \rho_a \times h_{fg} \times (w_a - w_r) \times V_V \quad (3.12)$$

$$Q_{\text{VL}} = 2.686 \times 1,025 \times 2.500 \times (0,01025 - 0,01099)$$

$$Q_{\text{VL}} = - 5.093 \text{ W} \quad Q_{\text{VL}} = - 4.380 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{VT}} = 22.072 + (- 5.093) = 16.979 \text{ W} \quad Q_{\text{VT}} = 14.600 \text{ kcal/h}$$

Aspiratör fanından gelecek ısı kazancını da serpantin yüküne eklenmesi gerekir.

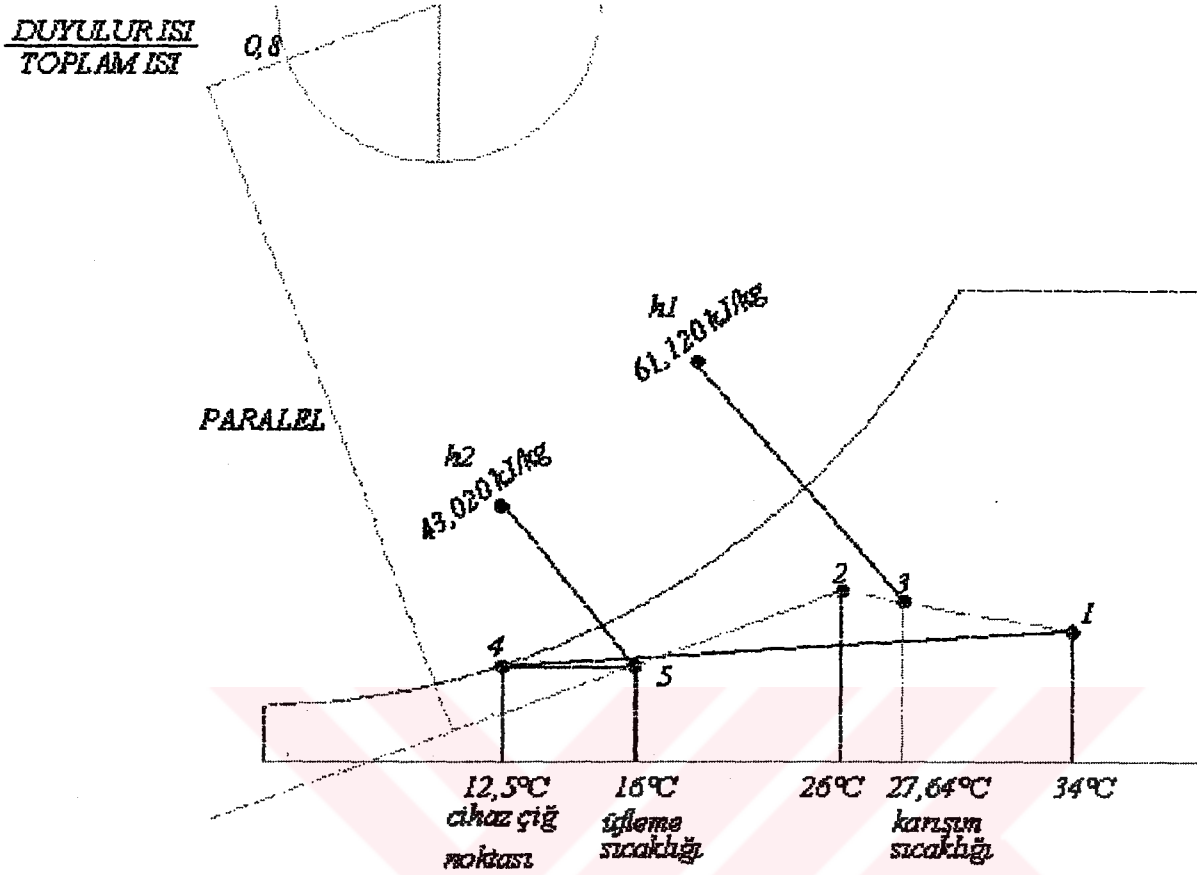
$$Q_f = \frac{V_T \times \Delta P_s \times K_1}{\eta_f} \quad (3.13)$$

$$Q_f = \frac{13120 \times 500 \times 10^{-3}}{0,65}$$

$$Q_f = 10.092 \text{ W} \quad Q_f = 8.680 \text{ kcal/h}$$

Klima santrali soğutma yükü;

$$Q_{\text{SİSTEM}} = Q_s + Q_v + Q_f = 152.500 + 10.220 + 8.680 \quad Q_{\text{SİSTEM}} = 175.780 \text{ kcal/h}$$



Şekil 3.4 Karışım havalı santrallerde gerçekleşen soğutmanın psikrometrik gösterimi

#### Isıtma

Isıtma serpantinine girecek hava sıcaklığı, karışım sıcaklığıdır. Karışım sıcaklığı;

$$t_k = t_{dış} \times \frac{V_{taze}}{V_{top}} + t_{iç} \times \frac{V_{top} - V_{taze}}{V_{top}}$$

$$t_k = -12 \times 0,205 + 22 \times 0,795 \quad t_k = 15,03 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ değerindedir.}$$

Zonun ısı kayıpları santralde ısıtılan hava ile karşılanacaktır. Zonun iletimsel ısı kaybı değeri 64.961 kcal/h

$$Q_{tr} = V_{toplam} \times 1,09 \times 0,25 \times (t_{üfleme} - t_{iç}) \quad (3.14)$$

$$64.961 = 47.320 \times 1,09 \times 0,25 \times (t_{üfleme} - 22)$$

$$t_{üfleme} = 27,03 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_{üfleme} = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Isıtma serpantininde gerçekleştirilmesi gereken ısıtma miktarı

$$Q_{ISITMA} = 47.320 \times 1,09 \times 0,25 \times (28 - 15,03)$$

$$Q_{ISITMA} = 167.245 \text{ kcal/h}$$

Bodrum kat klima santralinin ısıtma ve soğutma değerlerini özetlersek;

$$\text{Soğutma yükü} \quad 175.780 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Isıtma yükü} \quad 167.245 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Üfleme fanı debisi} \quad 7.320 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Taze hava debisi} \quad 9.670 \text{ m}^3/\text{h} \quad (\%20,5)$$

### 3.6.2.2 Zemin Kat Ortak Alan Klima Santrali

Soğutma

Bodrum ortak alan zonundaki duyulur soğutma yükü 126.623 W, gizli soğutma yükü 29.446 W, zon yükü 156.069 W değerindedir. Duyulur ısınn, toplam ısıya oranı 0,8 dir ve by pass faktörü 0,23 değerinde olacaktır Pik duyulur yükün karşılanması için gerekli hava miktarı (16°C üfleme sıcaklığında)

$$V_{TOPLAM} = 126.623 / (1,025 \times 1 \times (26 - 16))$$

$$V_{TOPLAM} = 12.354 \text{ l/s} \quad V_{TOPLAM} = 44.480 \text{ m}^3/\text{h} \text{ hava ile zonun soğutma ihtiyacı karşılanacaktır.}$$

İnsanların taze hava gereksinimlerinin karşılanması ve iç hava kalitesinin istenen değere getirilmesi için 8.410 m<sup>3</sup>/h dış havaya gerek vardır. Dışarıdan alınan hava, içeriden egzost edilecek hava ile karışım hücresi içinde adyabatik olarak karışacaktır. Karışım havasının sıcaklığı;

Karışım havasının sıcaklığı

$$t_k = t_{dış} \times \frac{V_{taze}}{V_{top}} + t_{iç} \times \frac{V_{top} - V_{taze}}{V_{top}} \quad t_k = 27,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cihaz çığ noktası 12,5 °C değerindedir. Üfleme sıcaklığı 16 °C olması istendiğinden, by pass faktörü 0,23 değerinde olacaktır. Soğutma işlemi sonunda iç ortam değerleri 26°C DB 18,8°C WB %50 nem olacaktır. Prosesin psikrometrik şekli Şekil 3.4 deki gibidir.

Serpantin soğutma yükü

$$\text{Toplam hava miktarı} \quad 44.480 \text{ m}^3/\text{h}$$

Serpantin giriş sıcaklığı  $27,5^{\circ}\text{C}$   $h_M = 60,381 \text{ kJ/kg}$

Cihaz çığ noktası  $12^{\circ}\text{C}$

By pass faktörü 0,23

Serpantin çıkış sıcaklığı  $16^{\circ}\text{C}$   $h_4 = 43,020 \text{ kJ/kg}$

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 44.480 \times 1,025 \times (57,20 - 43,020)$$

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 646.495 \text{ kJ/h} \quad Q_{\text{SOĞUTMA}} = 154.515 \text{ kcal/h}$$

Havalandırma havası miktarı  $8.410 \text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir. Havalandırma havasının soğutulması için gerekli olan soğutma miktarı;

Duyulur ısı kazancı

$$Q_{\text{VS}} = 1,025 \times (1 + 1,84 \times 0,01099) \times 2.337 \times (34 - 26)$$

$$Q_{\text{VS}} = 22.069 \text{ W} \quad Q_{\text{VS}} = 19.000 \text{ kcal/h}$$

Gizli ısı kazancı

$$Q_{\text{VL}} = 2.337 \times 1,025 \times 2.500 \times (0,01025 - 0,01099)$$

$$Q_{\text{VL}} = - 4.431 \text{ W} \quad Q_{\text{VL}} = -3.810 \text{ kcal/h}$$

Fandan, hava debisine geçecek olan yük,

$$Q_f = 12355 \times 500 \times 10^{-3}/0,65$$

$$Q_f = 9.504 \text{ W} \quad Q_f = 8.174 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{SISTEM}} = Q_s + Q_v + Q_f = 154.515 + 15.190 + 8.174$$

$$Q_{\text{SISTEM}} = 177.880 \text{ kcal/h}$$

Isıtma

Isıtma serpantinine girecek hava sıcaklığı, karışım sıcaklığıdır. Karışım sıcaklığı;

$$t_k = t_{\text{dış}} \times \frac{V_{\text{taze}}}{V_{\text{top}}} + t_{\text{iç}} \times \frac{V_{\text{top}} - V_{\text{taze}}}{V_{\text{top}}}$$

$$t_k = -12 \times 0,189 + 22 \times 0,811 \quad t_k = 15,57^{\circ}\text{C} \text{ değerindedir.}$$

Zonun ısı kayıpları santralde ısıtılan hava ile karşılanacaktır. Zonun iletimsel ısı kaybı değeri 10.589 kcal/h

$$Q_{tr} = V_{toplam} \cdot 1,2 \cdot 0,25 \cdot (t_{üfleme} - t_{iç})$$

$$10.589 = 44.480 \times 1,20 \times 0,25 \times (t_{üfleme} - 22)$$

$$t_{üfleme} = 22,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_{üfleme} = 24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Isıtma serpantininde gerçekleştirilmesi gereken ısıtma miktarı

$$Q_{ISITMA} = 44.480 \times 1,2 \times 0,25 \times (24 - 15,57)$$

$$Q_{ISITMA} = 112.490 \text{ kcal/h}$$

Zemin kat klima santralinin ısıtma ve soğutma değerlerini özetlersek;

Soğutma yükü	177.880 kcal/h
Isıtma yükü	112.490 kcal/h
Toplam hava debisi	44.480 m <sup>3</sup> /h
Taze hava debisi	8.410 m <sup>3</sup> /h (%19)

### 3.6.2.3 1. Kat Ortak Alan Klima Santrali

Soğutma

Duyulur soğutma yükü 303.524 W gizli soğutma yükü 70.076 W değerindedir. Duyulur soğutma yükünün toplam soğutma yüküne oranı 0,8 değerindedir. By pass faktörü 0,23 değerindedir. Soğutma için gerekli olan toplam hava debisi

$$V_{TOPLAM} = 303.524 / (1,025 \times (26 - 16))$$

$$V_{TOPLAM} = 26.916 \text{ l/s} \quad V_{TOPLAM} = 96.900 \text{ m}^3/\text{h} \text{ değerindedir.}$$

$$\text{Taze hava oranı miktarı } 20.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad 20.000 / 53.700 = \%37$$

Karışım hücrelerinde adyabatik karışım oluşur. Karışım havasının sıcaklığı

$$t_k = t_{dış} \times \frac{V_{taze}}{V_{top}} + t_{iç} \times \frac{V_{top} - V_{taze}}{V_{top}} \quad t_k = 34 \times 0,372 + 26 \times 0,628 = 28,98 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cihaz çığ noktası 12,5 °C değerindedir. Üfleme sıcaklığı 16 °C olması istendiğinden, by pass faktörü 0,23 değerinde olacaktır. Soğutma işlemi sonunda iç ortam değerleri 26°C DB 18,8°C

WB %50 nem olacaktır.

Serpantin soğutma yükü

Toplam hava miktarı 53.700 m<sup>3</sup>/h

Serpantin giriş sıcaklığı 27,3<sup>0</sup>C  $h_M = 58,08$  kJ/kg

Cihaz çığ noktası 12<sup>0</sup>C By pass faktörü 0,23

Serpantin çıkış sıcaklığı 16<sup>0</sup>C  $h_4 = 43,020$  kJ/kg

$$Q_{SOĞUTMA} = 53.700 \times 1,025 \times (58,08 - 43,020)$$

$$Q_{SOĞUTMA} = 828.940 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{SOĞUTMA} = 198.120 \text{ kcal/h}$$

Havalandırma havası miktarı 20.000 m<sup>3</sup>/h değerindedir. Havalandırma havasının soğutulması için gerekli olan soğutma miktarı;

Duyulur ısı kazancı

$$Q_{VS} = 1,025 \times (1 + 1,84 \times 0,01099) \times 5.556 \times (34 - 26)$$

$$Q_{VS} = 46.480 \text{ W } Q_{VS} = 39.980 \text{ kcal/h}$$

Gizli ısı kazancı

$$Q_{VL} = 5.556 \times 1,025 \times 2.500 \times (0,01025 - 0,01099)$$

$$Q_{VL} = -10.535 \text{ W } Q_{VL} = -9.060 \text{ kcal/h}$$

Fandan, hava debisine geçecek olan yük,

$$Q_f = 26.916 \times 500 \times 10^{-3} / 0,65$$

$$Q_f = 20.705 \text{ W } Q_f = 17.810 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{SISTEM} = Q_s + Q_v + Q_f = 198.120 + 30.920 + 17.810$$

$$Q_{SISTEM} = 246.850 \text{ kcal/h}$$

Isıtma

Isıtma serpantinine girecek hava sıcaklığı, karışım sıcaklığıdır. Karışım sıcaklığı;

$$t_k = t_{dış} \times \frac{V_{taze}}{V_{top}} + t_{iç} \times \frac{V_{top} - V_{taze}}{V_{top}} \quad t_k = -12 \times 0,372 + 22 \times 0,628 \quad t_k = 9,35 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ değerindedir.}$$

Zonun ısı kayıpları santralde ısıtılan hava ile karşılanacaktır. Zonun iletimsel ısı kaybı değeri 10.589 kcal/h

$$Q_{ir} = V_{toplam} \times 1,2 \times 0,25 \times (t_{üfleme} - t_{iç})$$

$$10.589 = 53.700 \times 1,2 \times 0,25 \times (t_{üfleme} - 22) \quad t_{üfleme} = 22,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_{üfleme} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Isıtma serpantininde gerçekleştirilmesi gereken ısıtma miktarı

$$Q_{ISITMA} = 53.700 \times 1,2 \times 0,25 \times (23 - 9,35)$$

$$Q_{ISITMA} = 219.900 \text{ kcal/h}$$

Zemin kat klima santralinin ısıtma ve soğutma değerlerini özetlersek;

Soğutma yükü	246.850 kcal/h
Isıtma yükü	219.900 kcal/h
Üfleme fan debisi	53.700 m <sup>3</sup> /h
Taze hava debisi	20.000 m <sup>3</sup> /h (%37)

### 3.6.2.4 2. Kat Ortak Alan

Soğutma

Duyulur soğutma yükü 199.808 W gizli soğutma yükü 16.762 W değerindedir. Duyulur soğutma yükünün toplam soğutma yüküne oranı 0,9 değerindedir. Soğutma için gerekli olan toplam hava debisi

$$V_{TOPLAM} = 199.808 / (1,025 \times (26-16))$$

$$V_{TOPLAM} = 19.495 \text{ l/s}$$

$$V_{TOPLAM} = 70.185 \text{ m}^3/\text{h} \text{ değerindedir.}$$

$$\text{Taze hava miktarı } 4.785 \text{ m}^3/\text{h} \quad 4.785 / 70.185 = \%7$$

Karışım hücrelerinde adyabatik karışım oluşur. Karışım havasının sıcaklığı

$$t_k = t_{dış} \times \frac{V_{taze}}{V_{top}} + t_{iç} \times \frac{V_{top} - V_{taze}}{V_{top}} \quad t_k = 34 \times 0,07 + 26 \times 0,93 = 26,56 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cihaz çığ noktası  $13,5^{\circ}\text{C}$  değerindedir. Üfleme sıcaklığı  $16^{\circ}\text{C}$  olması istendiğinden, by pass faktörü 0,19 değerinde olacaktır. Soğutma işlemi sonunda iç ortam değerleri  $26^{\circ}\text{C}$  DB  $18,8^{\circ}\text{C}$  WB %50 nem olacaktır.

Soğutma serpantini yükü

Toplam hava miktarı  $70.185\text{ m}^3/\text{h}$

Serpantin giriş sıcaklığı  $26,56^{\circ}\text{C}$   $h_M = 56,55\text{ kJ/kg}$

Cihaz çığ noktası  $13,5^{\circ}\text{C}$

By pass faktörü 0,19

Serpantin çıkış sıcaklığı  $16^{\circ}\text{C}$   $h_4 = 42,80\text{ kJ/kg}$

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 70.185 \times 1,025 \times (56,55 - 42,80)$$

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 989.170\text{ kJ/h}$$

$$Q_{\text{SOĞUTMA}} = 236.420\text{ kcal/h}$$

Havalandırma havası miktarı  $4.790\text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir. Havalandırma havasının soğutulması için gerekli olan soğutma miktarı;

Duyulur ısı kazancı

$$Q_{\text{VS}} = 1,025 \times (1 + 1,84 \times 0,01099) \times 1.329 \times (34 - 26)$$

$$Q_{\text{VS}} = 11.116\text{ W } Q_{\text{VS}} = 9.560\text{ kcal/h}$$

Gizli ısı kazancı

$$Q_{\text{VL}} = 1.329 \times 1,025 \times 2.500 \times (0,01025 - 0,01099)$$

$$Q_{\text{VL}} = -2.520\text{ W } Q_{\text{VL}} = -2.170\text{ kcal/h}$$

Fandan, hava debisine geçecek olan yük,

$$Q_f = 19.495 \times 650 \times 10^{-3}/0,65$$

$$Q_f = 19.495\text{ W } Q_f = 16.766\text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{SİSTEM}} = Q_s + Q_v + Q_f = 236.420 + 7.390 + 16.766$$

$$Q_{\text{SİSTEM}} = 260.576\text{ kcal/h}$$

Isıtma

Isıtma serpantinine girecek hava sıcaklığı, karışım sıcaklığıdır. Karışım sıcaklığı;

$$t_k = t_{dış} \times \frac{V_{taze}}{V_{top}} + t_{iç} \times \frac{V_{top} - V_{taze}}{V_{top}} \quad t_k = -12 \times 0,07 + 22 \times 0,93 \quad t_k = 19,62 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ değerindedir.}$$

Zonun ısı kayıpları santralde ısıtılan hava ile karşılanacaktır. Zonun iletimsel ısı kaybı değeri  
68.852 kcal/h

$$Q_{tr} = V_{toplam} \times 1,2 \times 0,25 \times (t_{üfleme} - t_{iç})$$

$$68.852 = 70.185 \times 1,2 \times 0,25 \times (t_{üfleme} - 22)$$

$$t_{üfleme} = 25,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_{üfleme} = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Isıtma serpantininde gerçekleştirilmesi gereken ısıtma miktarı

$$Q_{ISITMA} = 70.185 \times 1,2 \times 0,25 \times (27 - 19,62)$$

$$Q_{ISITMA} = 150.210 \text{ kcal/h}$$

2. kat ortak alanın klima santralinin ısıtma ve soğutma değerlerini özetlersek;

Soğutma serpantini	260.576 kcal/h
Isıtma serpantini	150.210 kcal/h
Üfleme fanı debisi	70.185 m <sup>3</sup> /h
Taze hava debisi	4.790 m <sup>3</sup> /h (%7)

### 3.6.2.5 Food Court

Soğutma

Duyulur soğutma yükü 286.434 W gizli soğutma yükü 61.302 W değerindedir. Duyulur soğutma yükünün toplam soğutma yüküne oranı 0,8 değerindedir. Soğutma için gerekli olan toplam hava debisi

$$V_{TOPLAM} = 286.434 / (1,025 \times (26-16))$$

$$V_{TOPLAM} = 27.945 \text{ l/s} \quad V_{TOPLAM} = 100.610 \text{ m}^3/\text{h} \text{ değerindedir.}$$

$$\text{Taze hava miktarı } 17.500 \text{ m}^3/\text{h} \quad 17.500 / 100.610 = \%17$$

Karışım hücrelerinde adyabatik karışım oluşur. Karışım havasının sıcaklığı

$$t_k = t_{dış} \times \frac{V_{taze}}{V_{top}} + t_{iç} \times \frac{V_{top} - V_{taze}}{V_{top}} \quad t_k = 34 \times 0,17 + 26 \times 0,87 = 28,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cihaz çığ noktası 12,5  $^\circ\text{C}$  değerindedir. Üfleme sıcaklığının 16  $^\circ\text{C}$  olması istendiğinden, by pass faktörü 0,23 değerinde olacaktır.

Soğutma serpantini yükü

Toplam hava miktarı 100.610 m<sup>3</sup>/h

Serpantin giriş sıcaklığı 28,4  $^\circ\text{C}$   $h_M = 57,69$  kJ/kg

Cihaz çığ noktası 12,5  $^\circ\text{C}$  By pass faktörü 0,23

Serpantin çıkış sıcaklığı 16 $^\circ\text{C}$   $h_4 = 42,80$  kJ/kg

$$Q_{SOĞUTMA} = 100.610 \times 1,025 \times (57,69 - 42,80)$$

$$Q_{SOĞUTMA} = 1.535.535 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{SOĞUTMA} = 367.000 \text{ kcal/h}$$

Havalandırma havası miktarı 17.500 m<sup>3</sup>/h değerindedir. Havalandırma havasının soğutulması için gerekli olan soğutma miktarı;

Dryulur ısı kazancı

$$Q_{VS} = 1,025 \times (1 + 1,84 \times 0,01099) \times 4.860 \times (34 - 26)$$

$$Q_{VS} = 40.650 \text{ W } Q_{VS} = 35.000 \text{ kcal/h}$$

Gizli ısı kazancı

$$Q_{VL} = 4.860 \times 1,025 \times 2.500 \times (0,01025 - 0,01099)$$

$$Q_{VL} = -9.215 \text{ W } Q_{VL} = -7.925 \text{ kcal/h}$$

Fandan, hava debisine geçecek olan yük,

$$Q_f = 27.945 \times 650 \times 10^{-3} / 0,65$$

$$Q_f = 27.945 \text{ W } Q_f = 24.035 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{SİSTEM} = Q_s + Q_v + Q_f = 367.000 + 24.035 + 6.680$$

$$Q_{SİSTEM} = 397.720 \text{ kcal/h}$$

## Isıtma

Isıtma serpantinine girecek hava sıcaklığı, karışım sıcaklığıdır. Karışım sıcaklığı;

$$t_k = t_{dış} \times \frac{V_{taze}}{V_{top}} + t_{iç} \times \frac{V_{top} - V_{taze}}{V_{top}} \quad t_k = -12 \times 0,17 + 22 \times 0,87 \quad t_k = 16,22 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ değerindedir.}$$

Zonun ısı kayıpları santralde ısıtılan hava ile karşılanacaktır. Zonun iletimsel ısı kaybı değeri 55.000 kcal/h

$$Q_{tr} = V_{toplam} \times 1,2 \times 0,25 \times (t_{üfleme} - t_{iç})$$

$$55.000 = 100.610 \times 1,2 \times 0,25 \times (t_{üfleme} - 22)$$

$$t_{üfleme} = 23,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_{üfleme} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Isıtma serpantininde gerçekleştirilmesi gereken ısıtma miktarı

$$Q_{ISITMA} = 100.610 \times 1,2 \times 0,25 \times (25 - 16,22) \quad Q_{ISITMA} = 256.173 \text{ kcal/h}$$

Food court klima santralinin ısıtma ve soğutma değerlerini özetlersek;

Soğutma serpantini	397.720 kcal/h
Isıtma serpantini	256.173 kcal/h
Üfleme fanı debisi	100.610 m <sup>3</sup> /h
Taze hava debisi	17.500 m <sup>3</sup> /h (%17)

### 3.6.2.6 Hipermarket

#### Soğutma

Duyulur soğutma yükü 531.746 W gizli soğutma yükü 145.041 W değerindedir. Duyulur soğutma yükünün toplam soğutma yüküne oranı 0,79 değerindedir. Soğutma için gerekli olan toplam hava debisi

$$V_{TOPLAM} = 531.746 / (1,025 \times (26-16))$$

$$V_{TOPLAM} = 51.900 \text{ l/s}$$

$$V_{TOPLAM} = 186.850 \text{ m}^3/\text{h} \text{ değerindedir.}$$

Taze hava miktarı toplam hava miktarının %15 i olarak istenmektedir. bu durumda taze hava miktarı 28.040 m<sup>3</sup>/h = 7790 l/s değerindedir.

Karışım hücrelerinde adyabatik karışım oluşur. Karışım havasının sıcaklığı

$$t_k = t_{dış} \times \frac{V_{taze}}{V_{top}} + t_{iç} \times \frac{V_{top} - V_{taze}}{V_{top}} \quad t_k = 34 \times 0,15 + 26 \times 0,85 = 27,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cihaz çığ noktası  $12,5 \text{ } ^\circ\text{C}$  değerindedir. Üfleme sıcaklığının  $16 \text{ } ^\circ\text{C}$  olması istendiğinden, by pass faktörü  $0,23$  değerinde olacaktır.

Soğutma serpantini yükü

Toplam hava miktarı  $186.850 \text{ m}^3/\text{h}$  Serpantin giriş sıcaklığı  $27,2 \text{ } ^\circ\text{C}$   $h_M = 56,998 \text{ kJ/kg}$

Cihaz çığ noktası  $12,5 \text{ } ^\circ\text{C}$  By pass faktörü  $0,23$  Serpantin çıkış sıcaklığı  $16 \text{ } ^\circ\text{C}$   $h_4 = 42,80 \text{ kJ/kg}$

$$Q_{SOĞUTMA} = 186.850 \times 1,025 \times (56,998 - 42,80)$$

$$Q_{SOĞUTMA} = 2.719.219 \text{ kJ/h}$$

$$Q_{SOĞUTMA} = 649.910 \text{ kcal/h}$$

Havalandırma havası miktarı  $28.040 \text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir. Havalandırma havasının soğutulması için gerekli olan soğutma miktarı;

Duyulur ısı kazancı

$$Q_{VS} = 1,025 \times (1 + 1,84 \times 0,01099) \times 7.790 \times (34 - 26)$$

$$Q_{VS} = 65.170 \text{ W} \quad Q_{VS} = 56.050 \text{ kcal/h}$$

Gizli ısı kazancı

$$Q_{VL} = 7.790 \times 1,025 \times 2.500 \times (0,01025 - 0,01099) \quad Q_{VL} = -14.770 \text{ W} \quad Q_{VL} = -12.710 \text{ kcal/h}$$

Fandan, hava debisine geçecek olan yük,

$$Q_f = 51.900 \times 500 \times 10^{-3} / 0,65$$

$$Q_f = 39.925 \text{ W} \quad Q_f = 34.335 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{SİSTEM} = Q_s + Q_v + Q_f = 649.910 + 43.340 + 34.335$$

$$Q_{SİSTEM} = 727.858 \text{ kcal/h}$$

Isıtma

Isıtma serpantinine girecek hava sıcaklığı, karışım sıcaklığıdır. Karışım sıcaklığı;

$$t_k = t_{dış} \times \frac{V_{taze}}{V_{top}} + t_{iç} \times \frac{V_{top} - V_{taze}}{V_{top}}$$

$$t_k = -12 \times 0,15 + 22 \times 0,85 \quad t_k = 16,9 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ değerindedir.}$$

Zonun ısı kayıpları santralde ısıtılan hava ile karşılanacaktır. Zonun iletimsel ısı kaybı değeri  
167.432 kcal/h

$$Q_{tr} = V_{toplam} \times 1,2 \times 0,25 \times (t_{üfleme} - t_{iç})$$

$$167.432 = 186.850 \times 1,2 \times 0,25 \times (t_{üfleme} - 22)$$

$$t_{üfleme} = 25,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_{üfleme} = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Isıtma serpantininde gerçekleştirilmesi gereken ısıtma miktarı

$$Q_{ISITMA} = 186.850 \times 1,2 \times 0,25 \times (26 - 16,90) \quad Q_{ISITMA} = 510.510 \text{ kcal/h}$$

Hipermarket klima santralinin ısıtma ve soğutma değerlerini özetlersek;

Soğutma serpantini	727.858 kcal/h
Isıtma serpantini	510.510 kcal/h
Üfleme fanı debisi	185.850 m <sup>3</sup> /h
Taze hava debisi	28.040 m <sup>3</sup> /h (%15)

Isıtma ve soğutma değerlerinin karşılanması için eşit kapasitedeki iki klima santrali kullanılacaktır.

Klima santrallerinin ısıtma, soğutma ve debi değerlerini aşağıdaki tabloda özetleyebiliriz;

Çizelge 3.10 Sistemde kullanılan klima santrallerinin ısıtma-soğutma kapasiteleri ve hava debileri çizelgesi

NO	SANTRAL ZONU	HAVA Debisi m <sup>3</sup> /h	ISITICI SERPANTİN		NEMLENDİRİCİ		SOĞUTUCU SERPANTİN	
			Giriş/Çıkış °C	Kapasite Kcal/h	Buhar (110°C) Kg/h	Giriş/Çıkış °C	Kapasite Kcal/h	
AHU 1	BODRUM MAĞAZALAR	19.580	-12/26	201.211	199	34/22	65.000	
AHU 2	ZEMİN MAĞAZALAR	20.900	-12/26	218.882	206	34/22	69.710	
AHU 3	KUZEY MAĞAZALAR	18.400	-12/26	192.896	182	34/22	61.370	
AHU 4	GÜNEY ZON MAĞAZALAR	18.400	-12/26	192.896	182	34/22	61.370	
AHU 5	ORTA MAĞAZALAR	28.400	-12/26	297.380	280	34/22	94.725	
AHU 6	BÜYÜK MAĞAZA 1	28.500	-12/26	306.790	281	34/22	393.730	
AHU 7	BÜYÜK MAĞAZA 2	28.500	-12/26	306.790	281	34/22	393.730	
AHU 8	GÜNEY ZON FAST FOOD	49.600	-12/26	519.376	489	34/22	164.040	
AHU 9	KUZEY ZON FAST FOOD	49.600	-12/26	519.376	489	34/22	164.040	
AHU 10	BODRUM ORTAK ALAN	47.230	15/28	167.245	YOK	27/16	175.780	
AHU 11	ZEMİN ORTAK ALAN	44.480	15/24	112.490	YOK	27/16	177.880	
AHU 12	1. KAT ORTAK ALAN	53.700	9/23	219.900	YOK	29/16	246.850	
AHU 13	2. KAT ORTAK ALAN	70.185	19/27	150.210	YOK	26/16	260.576	
AHU 14	FOOD COURT	100.610	16/25	256.173	YOK	28/16	367.000	
AHU 15-16	HİPERMARKET	93.430	16/26	255.255	YOK	27/16	363.930	

Klima santralleri ısıtma ve soğutma değerlerinin elde edilmesiyle sistemin toplam ısıtma ve soğutma yüklerini elde etmiş oluruz.

Fan coil ünitelerince karşılanacak olan ısıtma değeri 997.400 kcal/h (iletimsel ısı kaybı değeri 585032 kcal/h değerindedir ancak mahal içlerine yerleştirilen fan coil ısıtma kapasiteleri toplam 997.400 kcal/h değerindedir. ısıtma borularının çaplanması bu değer üzerinden gerçekleştirilmiştir), soğutma yükü 3.611.160 kcal/h değerindedir. Klima santrallerinin toplam ısıtma yükü, 3.866.475 kcal/h soğutma yükü 3.423.841 kcal/h değerindedir.

Isıtma ve soğutma değerleriyle pompa debileri hesapları yapılacaktır. Isıtma sisteminde sıcak su kazanlarından elde edilecek 90 °C su kullanılacaktır. Suyun dönüş sıcaklığı 70 °C olarak belirlenmiştir. Soğutma sisteminde ise su soğutma gruplarından elde edilen soğuk su kullanılacaktır. Soğuk suyun gidiş sıcaklığı 7 °C, dönüş sıcaklığı 12 °C olarak düşünülmüştür. Su gidiş ve dönüş sıcaklıkları değerleriyle ısıtma ve soğutma için gerekli su debileri hesaplanabilir

Isıtma ve soğutma için gerekli su sirkülasyonu debisi;

$$Q = m_{SU} \times C_{pSU} \times \rho_{SU} \times \Delta T$$

Fan coil sisteminde ısıtma için gerekli su sirkülasyon debisi;

$$m_{SU} = 997.400 / (1 \times 20 \times 1000)$$

$$m_{SU} = 50 \text{ m}^3/\text{h}$$

Fan coil sisteminde soğutma için gerekli su sirkülasyon debisi;

$$m_{SU} = 3.611.160 / (1 \times 5 \times 1000)$$

$$m_{SU} = 724 \text{ m}^3/\text{h}$$

Klima santrallerinde ısıtma için gerekli su sirkülasyon debisi;

$$m_{SU} = 3.886.475 / (1 \times 20 \times 1000)$$

$$m_{SU} = 195 \text{ m}^3/\text{h}$$

Klima santrallerinde soğutma için gerekli su sirkülasyon debisi;

$$m_{SU} = 3.423.841 / (1 \times 5 \times 1000) \quad m_{SU} = 685 \text{ m}^3/\text{h} \text{ değerleri elde edilir.}$$

### 3.7 Kanal Basınç Kayıpları

Dairesel kesitli düz bir kanal içinde akan akışkanın basınç kaybının hesaplanması için kullanılan temel eşitlik şu şekilde verilebilir;

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} \rho \quad (3.15)$$

Denklemden kullanılan sürtünme katsayısı  $f$  Reynolds sayısının ve boru yüzeyinin nispi pürüzlülüğünün ( $\epsilon/D$ ) bir fonksiyonudur. Burada  $\epsilon$  mutlak pürüzlülük değeridir. Sürtünme faktörü aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir;

$$f = \left\{ \frac{1}{1.14 + 2 \log \frac{D}{\epsilon} - 2 \log \left[ 1 + \frac{9.3}{\text{Re}(\epsilon/D) \sqrt{f}} \right]} \right\}^2 \quad (3.16)$$

bu denklemin sağ ve sol tarafında da  $f$  değeri yer almaktadır.  $f$  değeri deneme yanıtı yoluyla hesaplanabilir. Bu çalışma içinde  $f$  değerlerinin bu denklem ile hesaplanması da MATHCAD programı kullanılmıştır.

Yukarıda verilmiş olan 3.14 denklemi yardımıyla düz kanallar boyunca meydana gelecek basınç kayıpları hesaplanabilir. Ancak kanal sistemleri sadece düz kanallardan meydana gelmez. Bina içinde yer alan kanallar üzerinde bir çok dirsek, redüksiyon, genişleme, özel geçiş parçaları, menfezi damper vb.. yardımcı ekipmanlar da yer alır. Bu ekipmanlar genelde fittings olarak adlandırılır. Düz kanal boyunca meydana gelen kayıpların yanında, fittingslerden dolayı oluşan basınç kayıplarının da hesaplanması gerekir.

Yukarıda verilmiş olan 3.14 denkleminde yer alan bir kaç terim, fittings basınç kayıplarının hesaplanmasında da kullanılacaktır. Sıkıştırılamaz bir akışkanın basınç kaybı  $v^2 \cdot \rho / 2$  grubu ile kanal veya fittingsin geometrisini belirleyen grubun çarpımı ile elde edilir. Böylelikle 3.15 denkleminde;

$$\Delta p = \left\{ f \frac{L}{D} \right\} \frac{v^2}{2} \rho, \text{ burada parantez içine alınmış olan grup, geometri ile belirlenir. Parantez}$$

içinde yer alan bu ifade kısaca fitting basınç kaybı katsayısı  $K$  olarak da ifade edilebilir. Bu durumda karşımıza çıkacak olan denklem;

$$\Delta P_F = K \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (3.17)$$

Fittings in geometrisine bağı olarak K katsayısı değerleri değişir. Burada kanal sistemimiz içinde kullanılan fittingsler için söz konusu K değerleri verilmiştir.

Kanalda meydana gelen redüksiyonlar, kanal alanında belirli bir alan daralmasına yol açar. Alan daralması durumunda, K katsayısını aşağıda verilen ifade ile hesaplayabiliriz;

$$K_R = 0.4 \left[ 1.25 - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right] \text{ bu ifade } \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 < 0.715 \text{ olması durumunda geçerlidir.} \quad (3.18)$$

$$K_R = 0.4 \left[ 1.25 - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right] \text{ bu ifade } \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 > 0.715 \text{ olması durumunda geçerlidir.} \quad (3.19)$$

Kanalda meydana gelen genişlemelerde, redüksiyon kayıplarına benzer şekilde hesaplanır. Genişleme K katsayısı;

$$K_G = \left[ 1 - \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right]^2 \quad (3.20)$$

ifadesi ile hesaplanır.

90° Dirsek için basınç kaybı katsayıları çizelge 3.11 de özetlenmiştir.

Çizelge 3.11 90° Yuvarlak dirsek kayıp katsayıları (ASHRAE Handbook HVAC Applications, 1995)

Dirsek Çapı/Kanal Çapı	Geometri Katsayısı
0.5	0.9
0.7	0.45
1.0	0.33
1.5	0.24
2.0	0.19

Branşman kayıp katsayılarını hesaplamak için;

$$\Delta P = \frac{v_d^2 \cdot \rho}{2} \cdot 0.4 \left( 1 - \frac{v_d}{v_u} \right)^2 \quad (3.21)$$

Kanal basınç kayıpları, 3.14 denklemi ve fittings kayıp denklemi 3.16 kullanılarak MATHCAD programında yazılan algoritma ile hesaplanmıştır. Her bir santralin üfleme ve egzost kanallarında meydana gelen statik kayıplara dair hesap tabloları ilerleyen sayfalarda çizelgeler şeklinde verilmiştir.

Bodrum Mağazalar (AHU 1) kanal hattı statik basınç kaybı hesaplarını özetlersek;

Çizelge 3.12 AHU-1 üfleme kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	$\Delta P$ (Pa)	Fitting	K	$\Delta P_F$ (Pa)	$\Sigma \Delta P$ (Pa)
1	930	0,51	6	1,3	0,3	Damper		30	33
2	1890	0,51	7	2,6	1,3			0,00	1,30
3	2850	0,51	6	3,9	2,3	Daralma	0,29	2,62	4,95
4	3780	0,65	16	3,2	3,0			0,00	3,03
5	4510	0,65	4	3,8	1,0			0,00	1,04
6	5510	0,65	9	4,6	3,4	Daralma	0,12	1,56	4,93
7	6610	0,65	9	5,5	4,7			0,00	4,69
8	7820	0,71	26	5,5	11,8	90° Dirsek	0,71	12,88	24,64
9	2180	0,51	16	3,0	3,8	Damper	1,00	5,30	9,14
10	2960	0,51	4	4,0	1,7	Daralma	0,29	2,83	4,49
11	3740	0,65	7	3,1	1,3			0,00	1,30
12	4520	0,65	7	3,8	1,8			0,00	1,83
13	5300	0,65	14	4,4	4,9	Daralma	0,12	1,42	6,31
14	6080	0,71	10	4,3	2,9			0,00	2,86
15	6860	0,71	7	4,8	2,5			0,00	2,49
16	7640	0,71	7	5,4	3,0			0,00	3,04
17	15460	0,9	5	6,8	2,4	T Geçiş	1	1,37	74,8
18	1620	0,9	10	0,7	0,1			0,00	0,08
19	17910	0,9	12	7,8	7,5	Daralma	0,09	3,32	10,80
20	19580	0,96	20	7,5	10,6	4x90 Dirsek	3,84	130,65	141,24

Burada kritik devre 1-2-3-4-5-6-7-8-17-19-20 parçalarından oluşmaktadır. Toplam basınç kaybı 256 Pa değerindedir. Hesaplanmış olan bu değer kanal içi statik basınç kaybını verir.

Bodrum kat mağazalar klima santralinin egzost hattı basınç kayıpları için aynı devre seçilerek, basınç kaybı hesabı yapılır.

Çizelge 3.13 AHU-1 egzost kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	790	0,5	8	1,1	0,4	Damper,		30	32
2	1605	0,5	8	2,3	1,2			0,00	1,23
3	2420	0,5	8	3,4	2,6	Genişleme	0,09	0,64	3,19
4	3210	0,6	14	3,2	3,0			0,00	2,96
5	3830	0,6	8	3,8	2,3			0,00	2,33
6	4680	0,6	9	4,6	3,8	Genişleme	0,02	0,25	4,01
7	5615	0,65	5	4,7	1,9			0,00	1,94
8	6645	0,65	50	5,6	26,3	90° Dirsek	0,71	13,24	39,55
17	6650	0,61	8	6,3	5,8			0,00	5,82
19	14715	0,81	8	7,9	5,9	Genişleme	0,04	1,52	7,45
20	16135	0,9	25	7,0	12,8	4x90°D	2,84	84,95	97,78

Egzost kanallarında meydana gelen statik basınç kaybı değeri, 198 Pa değerindedir. Bodrum mağazalar klima santrali için hesaplanmış olan statik basınç kayıpları verici ve egzost kanallarında sırasıyla 256 Pa ve 198 Pa değerlerindedir.

Zemin kat mağazalar klima santrali (AHU-2) için taze hava kanallarında ve egzost kanallarındaki sürtünme basınç kayıpları;

Çizelge 3.14 AHU-2 taze hava kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	1000	0,4	14	2,2	2,8	Damper		30	32
2	2000	0,4	10	4,4	7,0	Daralma	0,42	4,95	11,95
3	3500	0,6	10	3,4	2,5			0,00	2,47
4	5000	0,6	15	4,9	7,1	Daralma	0,33	4,80	11,86
5	6500	0,8	14	3,6	2,5			0,00	2,47
6	8000	0,8	10	4,4	2,6			0,00	2,57
7	9500	0,8	5	5,3	1,8			0,00	1,76
8	1000	0,4	8	2,2	1,6	Damper	1,00	2,94	4,57
9	2000	0,4	7	4,4	4,9	Daralma	0,27	3,18	8,08
10	3000	0,5	8	4,2	3,8			0,00	3,76
11	4000	0,5	15	5,7	11,9	Daralma	0,31	5,92	17,78
12	5500	0,65	12	4,6	4,5			0,00	4,48
13	7000	0,65	7	5,9	4,1			0,00	4,05
14	1500	0,4	12	3,3	5,0	Damper		30	30
15	8500	0,8	46	4,7	13,2	T Geçiş	2,00	26,59	39,82
16	18000	0,96	8	6,9	3,6	T Geçiş	1,06	30,48	34,10

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	$\Delta P$ (Pa)	Fitting	K	$\Delta P_F$ (Pa)	$\Sigma \Delta P$ (Pa)
17	19500	1	15	6,9	6,4				6,39
18	20200	1	12	7,1	5,5				5,46
19	700	0,25	10	4,0	11,5	Damper		30	30
20	20900	1	20	7,4	9,7	T Geçiş 4x90° Dirsek	3,84	126,44	136,14

Burada kritik devre 8-9-10-11-12-13-14-15-16-17-18-20 numaralı parçalardan oluşmaktadır. kritik devrede ki statik basınç kaybı 305 Pa değerindedir.

Egzost kanalındaki statik basınç kaybı değeri;

Çizelge 3.15 AHU-2 egzost kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	$\Delta P$ (Pa)	Fitting	K	$\Delta P_F$ (Pa)	$\Sigma \Delta P$ (Pa)
1	1600	0,4	20	3,5	9,4	Damper		30	35
2	3510	0,6	15	3,5	3,7			0,00	3,73
3	5420	0,6	22	5,3	12,0	Genişleme	0,20	3,42	15,40
4	6695	0,8	12	3,7	2,2			0,00	2,23
5	7970	0,8	7	4,4	1,8	90° Dirsek	0,71	8,30	10,09
6	850	0,4	8	1,9	1,2	Genişleme	0,13	0,28	1,50
7	1700	0,4	8	3,8	4,2			0,00	4,19
8	2550	0,5	7	3,6	2,5	Genişleme	0,24	1,88	4,34
9	3400	0,5	14	4,8	8,2			0,00	8,25
10	4675	0,7	12	3,4	2,3	Genişleme	0,01	0,05	2,35
11	5950	0,7	5	4,3	1,5			0,00	1,48
12	7225	0,71	40	5,1	15,7	90° Dirsek	0,71	10,99	26,66
13	15195	0,9	5	6,6	2,3			0,00	2,30
14	16470	0,9	12	7,2	6,4			0,00	6,40
15	17030	0,9	4	7,4	2,3			0,00	2,27
16	560	0,25	5	3,2	3,9	Damper	1,00	6,05	9,91
17	17590	0,9	20	7,7	12,1	T Geçiş, 4x90° Dirsek	3,64	129,39	141,45

Kritik devre 7-8-9-10-11-12-13-14-15-17 parçalarından oluşur. Kritik devre statik basınç kaybı; 230 Pa değerindedir.

Zemin kat mağazalar klima santralinin (AHU-2) statik basınç kaybı değerleri verici ve egzost kanalları için sırasıyla 277 Pa ve 230 Pa değerlerindedir.

Kuzey ve güney zon mağazalar klima santrali (AHU-3,4) basınç kaybı değerleri

Çizelge 3.16 AHU 3-4 taze hava kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	$\Delta P$ (Pa)	Fitting	K	$\Delta P_F$ (Pa)	$\Sigma \Delta P$ (Pa)
1	650	0,4	7	1,4	0,7	Damper		30	32
2	1300	0,4	7	2,9	2,3	Daralma	0,27	1,34	3,61
3	1950	0,5	7	2,8	1,5			0,00	1,52
4	2600	0,5	7	3,7	2,5	Daralma	0,25	2,04	4,58
5	3250	0,6	7	3,2	1,5			0,00	1,51
6	3900	0,6	10	3,8	3,0	Daralma	0,20	1,76	4,76
7	5000	0,7	14	3,6	3,0			0,00	3,02
8	6100	0,7	17	4,4	5,3	Daralma	0,72	8,41	13,67
9	7100	0,71	14	5,0	5,3			0,00	5,31
10	7750	0,71	8	5,4	3,6			0,00	3,56
11	8400	0,71	8	5,9	4,1	Daralma	0,17	3,64	7,77
12	9050	0,81	8	4,9	2,4			0,00	2,42
13	9700	0,81	9	5,2	3,1			0,00	3,09
14	10350	0,81	10	5,6	3,9			0,00	3,87
15	11000	0,81	15	5,9	6,5	2x90° Dirsek	1,72	36,44	42,94
16	1600	0,4	18	3,5	8,5	Damper		30	30
17	2600	0,4	20	5,8	22,4	4x90° Dirsek Genişleme	2,84	56,53	78,96
18	800	0,4	8	1,8	1,1	Damper		30	30
19	1600	0,4	10	3,5	4,7	Daralma	0,27	2,04	6,73
20	2400	0,5	10	3,4	3,2			0,00	3,15
21	3200	0,5	12	4,5	6,3	Daralma	0,03	0,37	6,71
22	4000	0,51	9	5,4	6,4			0,00	6,44
23	4900	0,51	25	6,7	25,8	4x90° Dirsek Genişleme	2,84	75,98	101,82
24	7400	0,65	10	6,2	6,4	T Geçiş	0,5	11,76	17,97
25	18400	0,96	15	7,1	7,1	4x90° Dirsek Genişleme	2,84	85,33	92,40

Kritik devre 16-17-19-20-21-22-23-24-25 numaralı parçalardan oluşmaktadır. Kritik devrede meydana gelen toplam statik basınç kaybı değeri 360 Pa dır.

Çizelge 3.17 AHU 3-4 egzost kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	560	0,4	8	1,2	0,6	Damper		30	32
2	1120	0,4	8	2,5	2,0			0,00	1,99
3	1680	0,4	10	3,7	5,1	Genişleme	0,13	1,08	6,20
4	2240	0,5	10	3,2	2,8			0,00	2,78
5	2800	0,5	12	4,0	5,0			0,00	4,98
6	3360	0,5	14	4,8	8,1	Genişleme 90° Dirsek	0,09	1,23	9,30
7	4300	0,61	25	4,1	8,2	90° Dirsek	0,71	7,15	15,38
8	5240	0,61	10	5,0	4,7			0,00	4,71
9	6090	0,61	8	5,8	5,0	Genişleme	0,07	1,41	6,37
10	6650	0,71	8	4,7	2,7			0,00	2,69
11	7210	0,71	8	5,1	3,1			0,00	3,12
12	7770	0,71	8	5,5	3,6	Genişleme	0,05	0,81	4,38
13	8330	0,8	10	4,6	2,8			0,00	2,77
14	8890	0,8	9	4,9	2,8			0,00	2,81
15	9450	0,8	15	5,2	5,2	2x 90° Dirsek	1,42	23,34	28,57
16	1360	0,4	12	3,0	4,2	Damper	1,00	5,45	9,66
17	2210	0,4	18	4,9	15,1	2x90° Dirsek	1,42	20,42	35,49
18	680	0,4	7	1,5	0,7	Damper Daralma		30	32
19	1360	0,4	10	3,0	3,5			0,00	3,52
20	2040	0,4	10	4,5	7,3	Genişleme	0,30	3,68	10,93
21	2720	0,6	10	2,7	1,6	4x90° Dirsek Daralma	2,84	80,80	85
22	3400	0,6	8	3,3	1,9			0,00	1,88
23	4080	0,6	10	4,0	3,3	2x90° Dirsek	1,42	13,75	17,01
24	6290	0,65	22	5,3	10,5	T Geçiş 4x90° Dirsek Daralma	3,84	64,16	74,63
25	15740	0,9	10	6,9	4,9	4x90° Dirsek Daralma	2,84	80,84	85,74

Kritik devre 16-17-19-20-21-22-23-24-25 numaralı parçalardan oluşmaktadır. Kritik devrede meydana gelen toplam statik basınç kaybı değeri 270 Pa dır.

Kuzey ve güney zon mağazalar klima santrallerinde meydana gelen statik basınç kayıpları üfleme ve egzost kanallarında sırasıyla, 360 ve 270 Pa değerlerindedir.

Orta zon mağazalar klima santrali (AHU-5) basınç kayıpları şu şekilde özetlenebilir;

Çizelge 3.18 AHU 5 taze hava kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	1400	0,4	12	3,1	4,4	Damper		30	32
2	2200	0,4	9	4,9	7,5	Daralma	0,27	3,85	11,32
3	3000	0,5	9	4,2	4,2			0,00	4,23
4	3800	0,5	10	5,4	7,2	Daralma	0,15	2,65	9,85
5	4600	0,56	10	5,2	5,7			0,00	5,74
6	5400	0,56	14	6,1	10,7	Daralma, 90° Dirsek	0,81	18,10	28,85
7	6200	0,6	26	6,1	18,1			0,00	18,10
8	7000	0,6	5	6,9	4,3	90° Dirsek	0,71	20,23	24,58
9	7800	0,6	10	7,7	10,6	Daralma	0,21	7,43	18,03
10	8600	0,71	10	6,0	5,4			0,00	5,38
11	9400	0,71	10	6,6	6,3			0,00	6,34
12	10200	0,71	10	7,2	7,4	Daralma	0,17	5,37	12,74
13	11000	0,81	14	5,9	6,1			0,00	6,06
14	12400	0,81	25	6,7	13,5	4x90° Dirsek	2,84	76,47	89,96
15	1400	0,4	12	3,1	4,4	Damper		30	35
16	2200	0,4	9	4,9	7,5	Daralma	0,27	3,85	11,32
17	3000	0,5	9	4,2	4,2			0,00	4,23
18	3800	0,5	10	5,4	7,2	Daralma	0,15	2,61	9,82
19	4600	0,56	10	5,2	5,7			0,00	5,74
20	5400	0,56	14	6,1	10,7	Daralma 90° Dirsek	0,81	18,10	28,85
21	6200	0,6	26	6,1	18,1			0,00	18,10
22	7000	0,6	5	6,9	4,3	90° Dirsek	0,71	20,23	24,58
23	7800	0,6	10	7,7	10,6	Daralma	0,21	7,43	18,03
24	8600	0,71	10	6,0	5,4			0,00	5,38
25	9400	0,71	10	6,6	6,3			0,00	6,34
26	10200	0,81	10	5,5	3,8	Daralma	0,17	3,10	6,87
27	11000	0,81	14	5,9	6,1			0,00	6,06
28	12400	0,81	25	6,7	13,5	4x90° Dirsek	2,84	76,47	89,96
29	24800	1,1	20	7,3	8,2	T Geçiş 2x90° Dirsek	2,42	76,63	84,83

Kritik devre 15-16-17-18-19-20-21-22-23-24-25-26-27-28-29 numaralı parçalardan oluşur.

Kritik devre statik basınç kaybı 365 Pa değerindedir.

Çizelge 3.19 AHU 5 egzost kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	1190	0,4	12	2,6	3,3	Damper		30	34
2	1870	0,4	9	4,1	5,6	Daralma		0,00	5,59
3	2550	0,4	10	5,6	10,8		0,13	2,49	13,32
4	3230	0,5	10	4,6	5,4	Daralma		0,00	5,37
5	3910	0,5	7	5,5	5,3			0,00	5,31
6	4590	0,5	12	6,5	12,2	90° Dirsek	0,80	20,33	32,50
7	5270	0,6	14	5,2	7,2			0,00	7,25
8	5950	0,6	13	5,8	8,4	90° Dirsek	0,71	14,62	23,01
9	6630	0,6	10	6,5	7,9	Daralma	0,08	2,05	9,91
10	7310	0,71	10	5,1	4,0			0,00	4,00
11	7990	0,71	10	5,6	4,7			0,00	4,71
12	8670	0,71	10	6,1	5,5	Daralma	0,06	1,34	6,80
13	9350	0,81	10	5,0	3,2			0,00	3,21
14	10540	0,81	20	5,7	8,0	4x90° Dirsek	2,84	55,25	63,25
15	1190	0,4	12	2,6	3,3	Damper		30	34
16	1870	0,4	9	4,1	5,6	Daralma		0,00	5,59
17	2550	0,4	10	5,6	10,8		0,13	2,49	13,32
18	3230	0,5	10	4,6	5,4	Daralma		0,00	5,37
19	3910	0,5	7	5,5	5,3			0,00	5,31
20	4590	0,5	12	6,5	12,2	Daralma 90° Dirsek	0,80	20,33	32,50
21	5270	0,6	14	5,2	7,2			0,00	7,25
22	5950	0,6	13	5,8	8,4	90° Dirsek	0,71	14,62	23,01
23	6630	0,6	10	6,5	7,9	Daralma	0,08	2,05	9,91
24	7310	0,71	10	5,1	4,0			0,00	4,00
25	7990	0,71	10	5,6	4,7			0,00	4,71
26	8670	0,71	10	6,1	5,5	Daralma	0,06	1,34	6,80
27	9350	0,81	10	5,0	3,2			0,00	3,21
28	10540	0,81	10	5,7	4,0	4x90° Dirsek	2,84	55,25	59,25
29	21080	1	20	7,5	9,9	T Geçiş 2x90° Dirsek	2,42	81,06	90,92

Kritik devre 15-16-17-18-19-20-21-22-23-24-25-26-27-28-29 numaralı parçalardan oluşur. Kritik devre statik basınç kaybı 3099 Pa değerindedir. Klima santrallerinin basınç kayıpları sırasıyla 330 Pa ve 309 Pa değerlerindedir.

Büyük mağazalar klima santralleri (AHU 6-7) basınç kayıp değerleri;

Çizelge 3.20 AHU 6-7 taze hava kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	700	0,4	6	1,5	0,6	Damper		30	31
2	1400	0,4	6	3,1	2,2	Daralma	0,27	1,56	3,78
3	2100	0,5	6	3,0	1,5			0,00	1,49
4	2800	0,5	6	4,0	2,5			0,00	2,49
5	3500	0,5	17	5,0	10,6	90° Dirsek	0,71	10,49	21,04
6	700	0,4	6	1,5	0,6	Damper	1,00	1,44	2,09
7	1400	0,4	6	3,1	2,2	Daralma	0,27	1,56	3,78
8	2100	0,5	6	3,0	1,5			0,00	1,49
9	2800	0,5	6	4,0	2,5			0,00	2,49
10	3500	0,5	6	5,0	3,7			0,00	3,73
11	7000	0,71	16	4,9	5,9	T Geçiş	1,00	14,53	20,45
12	700	0,4	6	1,5	0,6	Damper	1,00	1,44	2,09
13	1400	0,4	6	3,1	2,2	Daralma	0,27	1,56	3,78
14	2100	0,5	6	3,0	1,5			0,00	1,49
15	2800	0,5	6	4,0	2,5			0,00	2,49
16	3500	0,5	6	5,0	3,7			0,00	3,73
17	10500	0,81	10	5,7	4,0	T Geçiş	2,00	38,61	42,59
18	18500	0,96	10	7,1	4,8	T Geçiş	1,17	35,54	40,30
19	28500	1,1	20	8,3	10,6	T Geçiş 4x90° Dirsek	3,84	160,58	171,22

Kritik devre 1-2-3-4-5-11-17-18-19 numaralı parçalardan oluşur. Kritik devre basınç kaybı 335 Pa değerindedir. Egzost devresi;

Çizelge 3.21 AHU 6-7 egzost kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	2230	0,6	8	2,2	0,9	Damper		30	31
2	4460	0,6	6	4,4	2,3	Genişleme	0,07	0,81	3,11
3	8690	0,71	7	6,1	3,8	90° D	0,71	15,90	19,75
4	8920	0,71	16	6,3	9,2	2x90° Dirsek	1,57	37,06	46,27
5	16570	0,9	10	7,2	5,4	T Geçiş	1,04	32,68	38,07
6	24220	1	25	8,6	16,0	T Geçiş 3x90° Dirsek	3,13	138,40	154,37

Kritik devre 1-2-3-5-6 parçalarından oluşur. Basınç kaybı 250 Pa değerindedir

Kuzey ve güney zon fast food klima santrali (AHU-8,9) kanal basınç kayıp hesaplarını şu şekilde gösterebiliriz.

Çizelge 3.22 AHU 8-9 taze hava kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	4250	0,6	12	4,2	4,2	Damper	0,20	32,62	46,82
2	9500	0,71	10	6,7	6,5	Daralma 90° Dirsek	0,17	4,63	11,10
3	14250	0,81	24	7,7	16,8	90° Dirsek	0,93	33,07	49,83
4	19000	0,96	8	7,3	4,0			0,00	4,00
5	21500	0,93	7	8,8	5,2	3x90° Dirsek Daralma	2,30	107,13	112,32
6	3000	0,5	7	4,2	3,3	Damper Daralma	0,20	32,62	46,82
7	6000	0,5	7	8,5	11,6			0,00	11,58
8	8500	0,71	7	6,0	3,7			0,00	3,69
9	11500	0,9	10	5,0	2,7			0,00	2,75
10	16100	0,9	15	7,0	7,7	Daralma	0,09	2,68	10,35
11	20850	0,96	28	8,0	16,7	90° Dirsek Daralma T Geçiş	0,89	34,34	51,00
12	25600	1,1	10	7,5	4,3			0,00	4,35
13	28100	1,1	5	8,2	2,6	3x90° Dirsek	2,13	86,59	89,18
14	49600	1,5	15	7,8	4,6	2x90° Dirsek Daralma T Geçiş	2,42	88,65	93,26

Kritik devre 6-7-8-9-10-11-12-13-14 numaralı parçalardan oluşur. Statik basınç kaybı 315 Pa değerindedir. Bu santrallerin dönüş kanalları yoktur. Bu komuya müstakil egzostlar bölümünde değinilmiştir.

Bodrum ortak alan klima santralinin basınç kayıp hesapları

Çizelge 3.23 AHU 10 taze hava kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	1575	0,5	4,5	2,2	0,6	Menfez		35	35
2	3150	0,5	4,5	4,5	4,1	Daralma	0,23	2,75	6,86
3	4725	0,6	4,5	4,6	5,1			0,00	5,10
4	6300	0,6	4,5	6,2	11,5	Daralma	0,19	4,39	15,85
5	7875	0,7	4,5	5,7	9,9			0,00	9,85
6	9450	0,7	4,5	6,8	16,5	Daralma	0,18	5,05	21,56
7	11025	0,8	4,5	6,1	13,0			0,00	12,97
8	12600	0,8	4,5	7,0	19,0	Daralma	16,00	467,47	486,42
9	14175	0,9	4,5	6,2	14,5			0,00	14,54
10	15750	0,9	4,5	6,9	19,6	Daralma	0,15	4,27	23,91
11	17325	1	4,5	6,1	15,1			0,00	15,05
12	18900	1	4,5	6,7	19,3	Daralma	0,13	3,50	22,80
13	20475	1,1	4,5	6,0	14,9			0,00	14,91
14	22050	1,1	4,5	6,4	18,4	Daralma	0,12	3,00	21,44
15	23650	1,2	4,5	5,8	14,4			0,00	14,42
16	1575	0,5	4,5	2,2	0,6	Menfez		35	35
17	3150	0,5	4,5	4,5	4,1	Daralma	0,23	2,75	6,86
18	4725	0,6	4,5	4,6	5,1			0,00	5,10
19	6300	0,6	4,5	6,2	11,5	Daralma	0,19	4,39	15,85
20	7875	0,7	4,5	5,7	9,9			0,00	9,85
21	9450	0,7	4,5	6,8	16,5	Daralma	0,18	5,05	21,56
22	11025	0,8	4,5	6,1	13,0			0,00	12,97
23	12600	0,8	4,5	7,0	19,0	Daralma	0,16	4,67	23,63
24	14175	0,9	4,5	6,2	14,5			0,00	14,54
25	15750	0,9	4,5	6,9	19,6	Daralma	0,15	4,27	23,91
26	17325	1	4,5	6,1	15,1			0,00	15,05
27	18900	1	4,5	6,7	19,3	Daralma	0,13	3,50	22,80
28	20475	1,1	4,5	6,0	14,9			0,00	14,91
29	22050	1,1	4,5	6,4	18,4	Daralma	0,12	3,00	21,44
30	23650	1,2	4,5	5,8	14,4			0,00	14,42
31	47300	1,5	15	7,4	4,2	T Geçiş 4x90° Dirsek	3,50	116,59	120,81

Kritik devre 16-17-18-19-20-21-22-23-24-25-26-27-28-29-30-31 numaralı parçalardan oluşur. Toplam statik basınç kaybı 385 Pa değerindedir.

Çizelge 3.24 AHU 10 egzost kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	1340	0,5	4,5	1,9	0,4	Menfez		35	35
2	2680	0,5	4,5	3,8	3,1	Genişleme	0,23	1,99	5,06
3	4020	0,6	4,5	4,0	3,8			0,00	3,81
4	5360	0,6	4,5	5,3	8,5	Genişleme	0,19	3,17	11,72
5	6700	0,7	4,5	4,8	7,3			0,00	7,34
6	8040	0,7	4,5	5,8	12,3	Genişleme	0,18	3,65	15,93
7	9380	0,8	4,5	5,2	9,6			0,00	9,64
8	10720	0,8	4,5	5,9	14,1	Genişleme	16,00	338,38	352,45
9	12060	0,9	4,5	5,3	10,8			0,00	10,80
10	13400	0,9	4,5	5,9	14,6	Genişleme	0,15	3,09	17,66
11	14740	1	4,5	5,2	11,2			0,00	11,17
12	16080	1	4,5	5,7	14,3	Genişleme	0,13	2,53	16,84
13	17420	1,1	4,5	5,1	11,1			0,00	11,05
14	18760	1,1	4,5	5,5	13,7	Genişleme	0,12	2,17	15,83
15	20100	1,2	4,5	4,9	10,7			0,00	10,66
16	1340	0,5	4,5	1,9	0,4	Menfez		35	35
17	2680	0,5	4,5	3,8	3,1	Genişleme	0,23	1,99	5,06
18	4020	0,6	4,5	4,0	3,8			0,00	3,81
19	5360	0,6	4,5	5,3	8,5	Genişleme	0,19	3,17	11,72
20	6700	0,7	4,5	4,8	7,3			0,00	7,34
21	8040	0,7	4,5	5,8	12,3	Genişleme	0,18	3,65	15,93
22	9380	0,8	4,5	5,2	9,6			0,00	9,64
23	10720	0,8	4,5	5,9	14,1	Genişleme	0,16	3,38	17,46
24	12060	0,9	4,5	5,3	10,8			0,00	10,80
25	13400	0,9	4,5	5,9	14,6	Genişleme	0,15	3,09	17,66
26	14740	1	4,5	5,2	11,2			0,00	11,17
27	16080	1	4,5	5,7	14,3	Genişleme	0,13	2,53	16,84
28	17420	1,1	4,5	5,1	11,1			0,00	11,05
29	18760	1,1	4,5	5,5	13,7	Genişleme	0,12	2,17	15,83
30	20100	1,2	4,5	4,9	10,7			0,00	10,66
31	40200	1,5	15	6,3	3,1	T Geçiş 4x 90° Dirsek	3,50	84,22	87,32

Kritik devre 16-17-18-19-20-21-22-23-24-25-26-27-28-29-30-31 numaralı parçalardan oluşur. Toplam statik basınç kaybı 285 Pa değerindedir.

Zemin kat ortak alan klima santrali için;

Çizelge 3.25 AHU 11 taze hava kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	1850	0,7	5	1,3	0,2	Menfez		35	36
2	3700	0,7	5	2,7	1,3			0,00	1,25
3	5550	0,7	5	4,0	3,9			0,00	3,91
4	7400	0,7	5	5,3	8,8	Daralma	0,18	3,09	11,89
5	9250	0,8	5	5,1	8,4			0,00	8,39
6	11100	0,8	5	6,1	14,1	Daralma	0,16	3,63	17,69
7	12950	0,9	5	5,7	12,0			0,00	11,97
8	14800	0,9	5	6,5	17,5			0,00	17,50
9	16650	0,9	5	7,3	24,5			0,00	24,49
10	18500	0,9	5	8,1	33,1	Daralma	0,25	9,83	42,94
11	20350	1,1	5	6,0	15,6			0,00	15,59
12	22200	1,1	5	6,5	20,0			0,00	20,00
13	1850	0,7	5	1,3	0,2	Menfez		35	35
14	3700	0,7	5	2,7	1,3			0,00	1,25
15	5550	0,7	5	4,0	3,9			0,00	3,91
16	7400	0,7	5	5,3	8,8	Daralma	0,18	3,09	11,89
17	9250	0,8	5	5,1	8,4			0,00	8,39
18	11100	0,8	5	6,1	14,1	Daralma	0,16	3,63	17,69
19	12950	0,9	5	5,7	12,0			0,00	11,97
20	14800	0,9	5	6,5	17,5			0,00	17,50
21	16650	0,9	5	7,3	24,5			0,00	24,49
22	18500	0,9	5	8,1	33,1	Daralma	0,25	9,83	42,94
23	20350	1,1	5	6,0	15,6			0,00	15,59
24	22200	1,1	5	6,5	20,0			0,00	20,00
25	44400	1,5	22	7,0	5,7	3x 90° Dirsek Anı Genişleme	4,00	117,41	123,15

Kritik devre 13-14-15-16-17-18-19-20-21-22-23-24-25 numaralı parçalardan oluşur. Kritik devrede ki basınç kaybı 365 Pa değerindedir

Çizelge 3.26 AHU 11 egzost kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	1570	0,7	5	1,1	0,1	Menfez		35	35
2	3140	0,7	5	2,3	0,9			0,00	0,94
3	4710	0,7	5	3,4	2,9			0,00	2,91

	Debi	D	L	Hız	$\Delta P$	Fitting	K	$\Delta P_F$	$\Sigma \Delta P$
No	(m <sup>3</sup> /h)	(m)	(m)	(m/s)	(Pa)			(Pa)	(Pa)
4	6280	0,7	5	4,5	6,5	Genişleme	0,18	2,23	8,75
5	7850	0,8	5	4,3	6,2			0,00	6,22
6	9420	0,8	5	5,2	10,4	Genişleme	0,16	2,61	13,02
7	10990	0,9	5	4,8	8,9			0,00	8,85
8	12560	0,9	5	5,5	12,9			0,00	12,93
9	14130	0,9	5	6,2	18,1			0,00	18,07
10	15700	0,9	5	6,9	24,4	Genişleme	0,25	7,08	31,48
11	17270	1,1	5	5,1	11,5			0,00	11,50
12	18840	1,1	5	5,5	14,7			0,00	14,74
13	1570	0,7	5	1,1	0,1	Menfez		35	36
14	3140	0,7	5	2,3	0,9			0,00	0,94
15	4710	0,7	5	3,4	2,9			0,00	2,91
16	6280	0,7	5	4,5	6,5	Genişleme	0,18	2,23	8,75
17	7850	0,8	5	4,3	6,2			0,00	6,22
18	9420	0,8	5	5,2	10,4	Genişleme	0,16	2,61	13,02
19	10990	0,9	5	4,8	8,9			0,00	8,85
20	12560	0,9	5	5,5	12,9			0,00	12,93
21	14130	0,9	5	6,2	18,1			0,00	18,07
22	15700	0,9	5	6,9	24,4	Genişleme	0,25	7,08	31,48
23	17270	1,1	5	5,1	11,5			0,00	11,50
24	18840	1,1	5	5,5	14,7			0,00	14,74
25	37680	1,5	22	5,9	4,2	T Geçiş 3x 90° Dirsek	4,00	84,56	88,77

Kritik devre 13-14-15-16-17-18-19-20-21-22-23-24-25 numaralı parçalardan oluşur. Kritik devrede ki basınç kaybı 255 Pa değerindedir. Klima santralindeki üfleme ve egzost basınç kayıpları sırasıyla 335 Pa ve 255 Pa değerlerindedir.

Birinci kat ortak alan klima santrali

Çizelge 3.27 AHU 12 taze hava kanalı statik basınç kayıpları

	Debi	D	L	Hız	$\Delta P$	Fitting	K	$\Delta P_F$	$\Sigma \Delta P$
No	(m <sup>3</sup> /h)	(m)	(m)	(m/s)	(Pa)			(Pa)	(Pa)
1	2685	0,6	6	2,6	0,9	Menfez		35	36
2	5370	0,6	6	5,3	3,2	Daralma	0,33	5,53	8,75
3	8055	0,8	6	4,5	1,6			0,00	1,56
4	10740	0,8	6	5,9	2,6			0,00	2,65

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	$\Delta P$ (Pa)	Fitting	K	$\Delta P_F$ (Pa)	$\Sigma \Delta P$ (Pa)
5	13425	0,8	18	7,4	12,0	90° Dirsek	0,71	23,55	35,54
6	2685	0,6	6	2,6	0,9	Menfez		35	37
7	5370	0,6	6	5,3	3,2	Daralma	0,33	5,53	8,75
8	8055	0,8	6	4,5	1,6			0,00	1,56
9	10740	0,8	6	5,9	2,6			0,00	2,65
10	13425	0,8	6	7,4	4,0			0,00	4,00
11	26850	1,1	22	7,9	10,5	T Geçiş	1,50	55,68	66,14
12	2685	0,6	6	2,6	0,9	Menfez	1,00	4,19	5,12
13	5370	0,6	6	5,3	3,2	Daralma	0,33	5,53	8,75
14	8055	0,8	6	4,5	1,6			0,00	1,56
15	10740	0,8	6	5,9	2,6			0,00	2,65
16	13425	0,8	6	7,4	4,0			0,00	4,00
17	40275	1,5	20	6,3	4,2	T Geçiş	1,80	43,47	47,63
18	2685	0,6	6	2,6	0,9	Menfez		35	36
19	5370	0,6	6	5,3	3,2	Daralma	0,33	5,53	8,75
20	8055	0,8	6	4,5	1,6			0,00	1,56
21	10740	0,8	6	5,9	2,6			0,00	2,65
22	13425	0,8	6	7,4	4,0			0,00	4,00
23	53700	1,5	30	8,4	10,7	T Geçiş 5x90° Dirsek	5,65	242,60	253,32

Kritik devre 1-2-3-4-5-11-14-23 numaralı parçalardan oluşur. Toplam statik basınç kaybı 457 Pa değerindedir.

Çizelge 3.28 AHU 12 egzost kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	$\Delta P$ (Pa)	Fitting	K	$\Delta P_F$ (Pa)	$\Sigma \Delta P$ (Pa)
1	2280	0,6	6	2,2	0,7	Menfez		35	36
2	4560	0,6	6	4,5	2,4	Genişleme	0,33	3,99	6,38
3	6840	0,8	6	3,8	1,2			0,00	1,16
4	9120	0,8	6	5,0	2,0			0,00	1,96
5	11400	0,8	18	6,3	8,9	90° Dirsek	0,71	16,98	25,85
6	2280	0,6	6	2,2	0,7	Menfez		35	36
7	4560	0,6	6	4,5	2,4	Genişleme	0,33	3,99	6,38
8	6840	0,8	6	3,8	1,2			0,00	1,16
9	9120	0,8	6	5,0	2,0			0,00	1,96
10	11400	0,8	6	6,3	3,0			0,00	2,95
11	22800	1,1	22	6,7	7,7	T Geçiş	1,50	40,15	47,85

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	$\Delta P$ (Pa)	Fitting	K	$\Delta P_F$ (Pa)	$\Sigma \Delta P$ (Pa)
12	2280	0,6	6	2,2	0,7	Menfez		35	36
13	4560	0,6	6	4,5	2,4	Genişleme	0,33	3,99	6,38
14	6840	0,8	6	3,8	1,2			0,00	1,16
15	9120	0,8	6	5,0	2,0			0,00	1,96
16	11400	0,8	6	6,3	3,0			0,00	2,95
17	34200	1,5	20	5,4	3,1	T Geçiş	1,80	31,35	34,40
18	2280	0,6	6	2,2	0,7	Menfez		35	36
19	4560	0,6	6	4,5	2,4	Genişleme	0,33	3,99	6,38
20	6840	0,8	6	3,8	1,2			0,00	1,16
21	9120	0,8	6	5,0	2,0			0,00	1,96
22	11400	0,8	6	6,3	3,0			0,00	2,95
23	45600	1,5	30	7,2	7,9	5x90° Dirsek	5,65	174,93	182,80

Kritik devre 1-2-3-4-5-11-17-23 numaralı parçalardan oluşur. Toplam statik basınç kaybı 340 Pa değerindedir. Klima santralin üfleme ve egzost kanal statik basınç kayıpları sırasıyla 456 Pa ve 340 Pa değerindedir.

İkinci kat ortak alan klima santrali

Çizelge 3.29 AHU 13 taze hava kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	$\Delta P$ (Pa)	Fitting	K	$\Delta P_F$ (Pa)	$\Sigma \Delta P$ (Pa)
1	2925	0,7	6	2,1	0,5	Menfez		35	36
2	5850	0,7	6	4,2	1,7			0,00	1,72
3	8775	0,7	6	6,3	3,6	700-900	0,30	7,25	10,86
4	11700	0,9	6	5,1	1,7			0,00	1,70
5	14625	0,9	6	6,4	2,6			0,00	2,57
6	17550	0,9	6	7,7	3,6	1100-900	0,25	8,85	12,45
7	20475	1,1	6	6,0	1,7			0,00	1,72
8	23400	1,1	6	6,8	2,2			0,00	2,21
9	26325	1,1	6	7,7	2,7	1300-1100	0,22	7,85	10,60
10	29250	1,3	6	6,1	1,4			0,00	1,42
11	32175	1,3	6	6,7	1,7			0,00	1,70
12	35100	1,3	12	7,3	4,0	2x90	1,42	46,17	50,18
13	2925	0,7	6	2,1	0,5	Menfez		35	36
14	5850	0,7	6	4,2	1,7			0,00	1,72
15	8775	0,7	6	6,3	3,6	700-900	0,30	7,25	10,86
16	11700	0,9	6	5,1	1,7			0,00	1,70
17	14625	0,9	6	6,4	2,6			0,00	2,57

	Debi	D	L	Hız	$\Delta P$	Fitting	K	$\Delta P_F$	$\Sigma \Delta P$
No	(m <sup>3</sup> /h)	(m)	(m)	(m/s)	(Pa)			(Pa)	(Pa)
18	17550	0,9	6	7,7	3,6	1100-900	0,25	8,85	12,45
19	20475	1,1	6	6,0	1,7			0,00	1,72
20	23400	1,1	6	6,8	2,2			0,00	2,21
21	26325	1,1	6	7,7	2,7	1300-1100	0,22	7,85	10,60
22	29250	1,3	6	6,1	1,4			0,00	1,42
23	32175	1,3	6	6,7	1,7			0,00	1,70
24	35100	1,3	15	7,3	5,0	2x90	1,42	46,17	51,18
25	70200	1,5	5	11,0	3,0	Saplama	1,60	117,40	120,38

Çizelge 3.30 AHU 13 egzost kanalı statik basınç kayıpları

	Debi	D	L	Hız	$\Delta P$	Fitting	K	$\Delta P_F$	$\Sigma \Delta P$
No	(m <sup>3</sup> /h)	(m)	(m)	(m/s)	(Pa)			(Pa)	(Pa)
1	2487	0,7	6	1,8	0,4	Menfez		35	36
2	4974	0,7	6	3,6	1,3			0,00	1,28
3	7461	0,7	6	5,4	2,7	Genişleme	0,30	5,24	7,92
4	9948	0,9	6	4,3	1,3			0,00	1,26
5	12435	0,9	6	5,4	1,9			0,00	1,90
6	14922	0,9	6	6,5	2,7	Genişleme	0,25	6,40	9,06
7	17409	1,1	6	5,1	1,3			0,00	1,27
8	19896	1,1	6	5,8	1,6			0,00	1,63
9	22383	1,1	6	6,5	2,0	Genişleme	0,22	5,67	7,71
10	24870	1,3	6	5,2	1,1			0,00	1,05
11	27357	1,3	6	5,7	1,3			0,00	1,26
12	29844	1,3	12	6,2	3,0	2x90	1,42	33,38	36,34
13	2487	0,7	6	1,8	0,4	Menfez		35	36
14	4974	0,7	6	3,6	1,3			0,00	1,28
15	7461	0,7	6	5,4	2,7	Genişleme	0,30	5,24	7,92
16	9948	0,9	6	4,3	1,3			0,00	1,26
17	12435	0,9	6	5,4	1,9			0,00	1,90
18	14922	0,9	6	6,5	2,7	Genişleme	0,25	6,40	9,06
19	17409	1,1	6	5,1	1,3			0,00	1,27
20	19896	1,1	6	5,8	1,6			0,00	1,63
21	22383	1,1	6	6,5	2,0	Genişleme	0,22	5,67	7,71
22	24870	1,3	6	5,2	1,1			0,00	1,05
23	27357	1,3	6	5,7	1,3			0,00	1,26
24	29844	1,3	15	6,2	3,7	2x90	1,42	33,38	37,07
25	59688	1,5	5	9,4	2,2	Saplama	1,60	84,88	87,06

Kiritik devre 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12-25 numaralı parçalardan oluşmaktadır. Statik basınç kaybı 270 Pa değerindedir. Klima santralinin üfleme ve egzost statik kanal basınç değerleri sırasıyla 360 Pa ve 270 Pa değerlerindedir.

Food Court Klima santrali kanal basınç kayıplarını şu şekilde gösterebiliriz.

Çizelge 3.31 AHU 14 taze hava kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	3870	0,76	6	2,4	0,5	Menfez		35	36
2	7740	0,76	6	4,7	1,9			0,00	1,89
3	11610	0,76	6	7,1	4,0	Daralma	0,22	6,70	10,67
4	15480	0,90	6	6,8	2,9			0,00	2,85
5	19350	0,90	6	8,5	4,3	Daralma	0,01	0,43	4,75
6	23220	0,96	6	8,9	4,4	Daralma	0,27	12,92	17,29
7	27090	1,20	6	6,7	1,9			0,00	1,86
8	30960	1,20	6	7,6	2,4			0,00	2,39
9	34830	1,20	6	8,6	3,0	Daralma	0,12	5,29	8,27
10	38700	1,30	6	8,1	2,4			0,00	2,41
11	42570	1,30	6	8,9	2,9	Daralma	0,19	9,09	11,97
12	46440	1,50	6	7,3	1,6			0,00	1,63
13	50310	1,50	15	7,9	4,7	2x90° Dirsek	1,42	53,52	58,25
14	3870	0,70	6	2,8	0,8	Menfez		35	36
15	7740	0,80	6	4,3	1,5			0,00	1,45
16	11610	0,80	6	6,4	3,1	Daralma	0,22	5,46	8,51
17	15480	0,90	6	6,8	2,9			0,00	2,85
18	19350	0,96	6	7,4	3,1	Daralma	0,01	0,33	3,44
19	23220	0,96	6	8,9	4,4	Daralma	0,27	12,92	17,29
20	27090	1,20	6	6,7	1,9			0,00	1,86
21	30960	1,20	6	7,6	2,4			0,00	2,39
22	34830	1,20	6	8,6	3,0	Daralma	0,12	5,29	8,27
23	38700	1,30	6	8,1	2,4			0,00	2,41
24	42570	1,30	15	8,9	7,2	Daralma	0,19	9,09	16,30
25	46440	1,50	5	7,3	1,4			0,00	1,36
26	50310	1,50	15	7,9	4,7	2x90° Dirsek	1,42	53,52	58,25
27	100620	2,00	5	8,9	1,3	Saplama	3,50	166,94	168,29

Kritik devre 14-15-16-17-18-19-20-21-22-23-24-25-26-27 numaralı parçalardan oluşmaktadır.

Toplam basınç kaybı değeri 461 Pa

T.C. YÜKSEK ÖĞRETİM KURULTAYI  
DOKÜMANTASYON BİRETLERİ

Çizelge 3.32 AHU 13 taze hava kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	ΔP (Pa)	Fitting	K	ΔP <sub>F</sub> (Pa)	ΣΔP (Pa)
1	3290	0,76	6	2,0	0,4	Menfez		35	36
2	6580	0,76	6	4,0	1,4			0,00	1,40
3	9870	0,76	6	6,0	2,9	Genişleme 90 Dirsek	0,22	4,84	7,79
4	13160	0,90	6	5,7	2,1			0,00	2,11
5	16450	0,90	6	7,2	3,2	Genişleme	0,01	0,31	3,50
6	19740	0,96	6	7,6	3,2	Genişleme 90 Dirsek	0,27	9,34	12,56
7	23030	1,20	6	5,7	1,4			0,00	1,37
8	26320	1,20	6	6,5	1,8			0,00	1,76
9	29610	1,20	6	7,3	2,2	Genişleme	0,12	3,82	6,02
10	32900	1,30	6	6,9	1,8			0,00	1,77
11	36190	1,30	6	7,6	2,1	Genişleme	0,19	6,57	8,69
12	39480	1,50	6	6,2	1,2			0,00	1,20
13	42770	1,50	15	6,7	3,5	2x90 <sup>0</sup> Dirsek	1,42	38,68	42,16
14	3290	0,70	6	2,4	0,6	Menfez		35	36
15	6580	0,80	6	3,6	1,1			0,00	1,08
16	9870	0,80	6	5,5	2,3	Genişleme	0,22	3,94	6,21
17	13160	0,90	6	5,7	2,1			0,00	2,11
18	16450	0,96	6	6,3	2,3	Genişleme	0,01	0,24	2,54
19	19740	0,96	6	7,6	3,2	Genişleme	0,27	9,34	12,56
20	23030	1,20	6	5,7	1,4			0,00	1,37
21	26320	1,20	6	6,5	1,8			0,00	1,76
22	29610	1,20	6	7,3	2,2	Genişleme	0,12	3,82	6,02
23	32900	1,30	6	6,9	1,8			0,00	1,77
24	36190	1,30	6	7,6	2,1	Genişleme 90 Dirsek	0,19	6,57	8,69
25	39480	1,50	6	6,2	1,2			0,00	1,20
26	42770	1,50	15	6,7	3,5	2x90 <sup>0</sup> Dirsek	1,42	38,68	42,16
27	85540	2,00	5	7,6	1,0	Saplama 90 Dirsek	3,50	120,65	121,64

Kritik devre 14-15-16-17-18-19-20-21-22-23-24-25-26-27 numaralı parçalardan oluşmaktadır. Toplam basınç kaybı değeri 341 Pa. Klima santralinde üfleme ve egzost kanallarındaki toplam basınç kayıpları sırasıyla 461 Pa ve 341 Pa değerindedir.

Hipermarket klima santrali hesaplarını şu şekilde gösterebiliriz.

Çizelge 3.33 AHU 15-16 taze hava kanalı statik basınç kayıpları

No	Debi (m <sup>3</sup> /h)	D (m)	L (m)	Hız (m/s)	$\Delta P$ (Pa)	Fitting	K	$\Delta P_F$ (Pa)	$\Sigma \Delta P$ (Pa)
1	7910	0,80	10	4,4	2,5	Lineer Menfez		130	132
2	15820	0,96	10	6,1	3,6	Genişleme	0,06	1,33	4,89
3	23730	1,10	10	6,9	3,8	Genişleme	0,02	0,58	4,35
4	31640	1,20	10	7,8	4,1	Genişleme	0,02	0,73	4,87
5	39550	1,30	10	8,3	4,2	Genişleme	0,02	0,83	5,01
6	47460	1,40	10	8,6	4,0	Genişleme	0,02	0,88	4,92
7	55370	1,50	10	8,7	3,8	Genişleme	0,02	0,68	4,47
8	63280	1,60	10	8,7	3,5	Genişleme	0,02	0,92	4,42
9	71190	1,80	10	7,8	2,4	Genişleme	0,04	1,46	3,84
10	79100	1,80	18	8,6	5,3	4x90° Dirsek Saplama	3,50	157,25	162,50

Egzost kanalı statik basınç kaybı değeri 340 Pa .

Klima santrallerinin debilerini ve basınç kayıplarını bir tablo içinde özetlersek;

Çizelge 3.34 Klima santralleri kanallarında oluşan statik basınç kayıpları

SANTRAL	ÜFLEME		EGZOST	
	Debi (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_T$ (Pa)	Debi (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_T$ (Pa)
Bodrum Mağazalar	19580	256	16135	198
Zemin Mağazalar	20900	360	17590	230
Kuzey Mağazalar	18400	360	15740	270
Güney Mağazalar	18400	360	15740	270
Orta Mağazalar	24800	335	21080	310
Büyük Mağaza 1	28500	335	24220	250
Büyük Mağaza 2	28500	335	24220	250
Kuzey Fast Food	49600	320	-	-
Güney Fast Food	49600	320	-	-
Bodrum Ortak Alan	47300	385	40200	290
Zemin Ortak Alan	44400	335	37680	255
1. Kat Ortak Alan	53700	460	45600	340
2. Kat Ortak Alan	70200	360	59688	270
Food Court	100620	460	85540	340
Hipermarket	93000	595	79100	340
Hipermarket	93000	595	79100	340

### 3.8 Boru Basınç Kayıp Hesapları

Boru içinden akan sıkıştırılmış akışkanda meydana gelen sürtünme basınç kaybı değerleri şu ifade ile hesaplanabilir;

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2} \rho \quad (3.22)$$

Fittinglerden dolayı meydana gelen basınç kaybı

$$\Delta P_F = K \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.23)$$

ile hesaplanabilir. Çeşitli tip fittinglerin k katsayıları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 3.35 Fitting basınç kayıp katsayıları

Fitting	K Faktörü	Fitting	K Faktörü
T Geçiş		Daralma	
Aynı Çaplı	0,5	3/2 Oranında	0,3
Bir Taraf Daralma	0,75	2/1 Oranında	0,4
İki Taraf Daralma	1	3/1 Oranında	0,4
90 Dirsek		4/1 Oranında	0,5
10-25 mm	0,8	Genişleme	
32-50 mm	0,7	3/2 Oranında	0,4
65-90 mm	0,6	2/1 Oranında	0,7
90-120 mm	0,55	3/1 Oranında	0,9

Isıtma ve soğutma amacıyla fan coil sistemiyle ve klima santralleri iki ayrı kolona ayrılmıştır. Kuzey tarafta yer alan FC1 fan coil kolonu ile KS1 klima santrali kolonu ve güney tarafta yer alan FC2 fan coil kolonu ile KS2 klima santrali kolonu. Sistem 4 borulu olarak seçildiğinden, hem ısıtma hem de soğutma boruları ayrı ayrı çaplanmıştır.

Çizelge 3.36 FC1 kolonu soğutma hattı basınç kayıp değerleri

No:	Q	L	V	D	$\Delta P$	Özel Parça	K	$\Delta P_F$	$\Sigma \Delta P_T$
	kcal/h	m	m/s	mm	Pa		ksi	Pa	Pa
1	21300	4	0,58	50	356,66	Genişleme	0,7	119,42	476,09
2	42600	4	0,75	65	422,94	Genişleme	0,4	111,81	534,74
3	63900	5	0,78	80	453,07			0,00	453,07
4	85200	4	1,04	80	618,90			0,00	618,90
5	106500	5	0,73	100	280,23	Genişleme	0,7	186,60	466,83
6	127800	7	0,88	100	550,22	90° Dirsek	1	383,86	934,08

No:	Q	L	V	D	$\Delta P$	Özel Parça	K	$\Delta P_F$	$\Sigma \Delta P_T$
	kcal/h	m	m/s	mm	Pa		ksi	Pa	Pa
7	151230	8	1,04	100	861,08			0,00	861,08
8	170400	5	1,17	100	673,31	Genişleme	0,7	477,69	1151,00
9	191700	6	0,84	125	330,87			0,00	330,87
10	213000	6	0,93	125	402,72			0,00	402,72
11	234300	7	1,03	125	561,61			0,00	561,61
12	255600	7	1,12	125	661,31			0,00	661,31
13	276900	6	1,21	125	659,07	Genişleme	0,7	516,67	1175,74
14	298200	3	0,91	150	152,32			0,00	152,32
15	449930	8	1,37	150	881,12	T Geçiş	1	939,80	1820,92
16	536430	12	0,92	200	436,42	90° Dirsek Genişleme	1,7	718,56	1154,98
17	620030	25	1,11	200	1193,47	4x90° Dirsek T Geçiş Vana	15	8470,47	9663,94
18	1093030	10	1,35	250	455,89	Vana Genişleme	10,7	7691,28	8147,17
19	1383030	10	1,68	250	713,03	Vana	10	11508,38	12221,41
20	1731030	85	2,06	250	9313,20	8 x 90° Dirsek	8	18028,52	27341,71

FC1 kolonunda soğutma hattının boru sürtünme basınç kaybı değeri 140 kPa değerindedir.

FC1 kolonunda ısıtma hattı için aynı hat kritik devre olarak seçilir. Isıtma hattında meydana gelen boru basınç kaybı değeri,

Çizelge 3.37 FC1 kolonu ısıtma hattı boru basınç kayıpları

No:	Q	L	V	D	$\Delta P$	Özel Parça	K	$\Delta P_F$	$\Sigma \Delta P_T$
	kcal/h	m	m/s	inch	Pa		ksi	Pa	Pa
1	4500	4	0,22	20	280,38	Genişleme			280,38
2	9000	4	0,25	25	240,78	Genişleme			240,78
3	13500	5	0,37	25	653,31				653,31
4	18000	4	0,32	32	288,38				288,38
5	22500	5	0,39	32	553,51	Genişleme			553,51
6	27000	7	0,47	32	1102,34	90° Dirsek	1	112,28	1214,63
7	31500	8	0,38	40	662,11				662,11
8	36000	5	0,44	40	535,53	Genişleme			535,53
9	40500	6	0,49	40	807,36				807,36
10	45000	6	0,55	40	990,74				990,74
11	49500	7	0,60	40	1391,59				1391,59
12	54000	7	0,37	50	372,20				372,20
13	58500	6	0,40	50	372,28	Genişleme			372,28
14	63000	3	0,43	50	214,80				214,80
15	94500	8	0,65	50	1259,91	T Geçiş	1	209,88	1469,80
16	121500	12	0,53	65	969,20	90° Dirsek Genişleme	1	142,11	1111,31

No:	Q	L	V	D	ΔP	Özel Parça	K	ΔP <sub>F</sub>	ΣΔP <sub>T</sub>
	kcal/h	m	m/s	inch	Pa		ksi	Pa	Pa
17	157500	25	0,48	80	1301,81	4x90° Dirsek T Geçiş Vana	15	1727,42	3029,23
18	270500	10	0,82	80	1496,95	Vana Genişleme	10	3396,88	4893,83
19	276500	10	0,84	80	1562,82	Vana	10	3549,25	5112,07
20	472500	85	0,81	100	8500,69	8 x 90° Dirsek	15	4919	13420

FC1 kolonunun ısıtma borularında meydana gelen sürtünme basınç kaybı değeri, 75kPa değerindedir.

FC1 kolonunun pompaları, FC2 pompalarından bağımsız olarak çalışacaktır. Bu durumda FC2 kolonunun soğutma ve ısıtma borularında meydana gelen sürtünme basınç kayıplarının da hesaplanması gerekmektedir.

Çizelge 3.38 FC2 kolonu soğutma hattı boru basınç kayıpları

No:	Q	L	V	D	ΔP	Özel Parça	K	ΔP <sub>F</sub>	ΣΔP <sub>T</sub>
	kcal/h	m	m/s	inch	Pa		ksi	Pa	Pa
1	21300	4	0,58	50	514,68	Genişleme	0,7	119,42	634,10
2	42600	4	0,75	65	625,28	Genişleme	0,4	111,81	737,09
3	63900	5	0,78	80	669,74			0,00	669,74
4	85200	4	1,04	80	943,05			0,00	943,05
5	106500	5	0,73	100	408,11	Genişleme	0,7	186,60	594,71
6	127800	7	0,88	100	817,10	90° Dirsek	1	383,86	1200,96
7	151230	6	1,04	100	975,38			0,00	975,38
8	170400	5	1,17	100	1028,44	Genişleme	0,7	477,69	1506,14
9	191700	5	0,84	125	405,05			0,00	405,05
10	213000	5	0,93	125	498,26			0,00	498,26
11	234300	7	1,03	125	841,56			0,00	841,56
12	255600	6	1,12	125	856,31			0,00	856,31
13	276900	6	1,21	125	1002,83	Genişleme	0,7	516,67	1519,51
14	298200	4	0,91	150	298,96			0,00	298,96
15	449930	8	1,37	150	1345,88	T Geçiş	1	939,80	2285,68
16	536430	12	0,92	200	637,11	90° Dirsek Genişleme	1,7	718,56	1355,68
17	645630	25	1,11	200	1912,27	4x90° Dirsek T Geçiş Vana	15	9184,37	11096,64
18	1227630	20	1,35	250	1700,54	Vana Genişleme	10,7	9702,19	11402,72
19	1532130	20	1,68	250	2637,00	Vana	10	14123,49	16760,49
20	1880130	30	2,06	250	1978,81	5 x 90° Dirsek	5	21268,00	27205

FC2 kolonunda soğutma borularında meydana gelen sürtünme basınç kaybı 164 kPa dir.

FC2 kolonunda yer alan ısıtma borularında meydana gelen sürtünme basınç kayıplarını da şu şekilde gösterebilir.

Çizelge 3.39 FC2 kolonu ısıtma hattı boru basınç kayıpları

No:	Q	L	V	D	$\Delta P$	Özel Parça	K	$\Delta P_F$	$\Sigma \Delta P_T$
	kcal/h	m	m/s	inch	Pa		ksi	Pa	Pa
1	4500	4	0,22	20	280,38	Genişleme	0,7	16,85	297,22
2	9000	4	0,25	25	240,78	Genişleme	0,7	12,18	252,96
3	13500	5	0,37	25	653,31			0,00	653,31
4	18000	4	0,32	32	288,38			0,00	288,38
5	22500	5	0,39	32	553,51	Genişleme	0,8	54,58	608,09
6	27000	7	0,47	32	1102,34	90° Dirsek	1	112,28	1214,63
7	31500	6	0,38	40	496,58			0,00	496,58
8	36000	5	0,44	40	535,53	Genişleme	0,8	67,39	602,91
9	40500	5	0,49	40	672,80			0,00	672,80
10	45000	5	0,55	40	825,62			0,00	825,62
11	49500	7	0,60	40	1391,59			0,00	1391,59
12	54000	6	0,37	50	319,03			0,00	319,03
13	58500	6	0,40	50	372,28	Genişleme	0,75	56,30	428,58
14	63000	4	0,43	50	286,40			0,00	286,40
15	94500	8	0,65	50	1259,91	T Geçiş	1	209,88	1469,80
16	54000	12	0,370224	50	638,06	90° Dirsek	1	116,51	754,57
17	175500	25	0,534768	80	1606,52	4x90° Dirsek T Geçiş Vana	15	2144,82	3751,34
18	317500	20	0,967457	80	4101,67	Vana Genişleme	10	5007,45	9109,12
19	380500	20	0,65	100	1308,70	Vana	10	2126,67	3435,37
20	524900	30	0,90	100	3688,71	8 x 90° Dirsek Kazan	15	3698,71	7387,42

FC2 kolonundaki ısıtma borularında meydana gelen sürtünme basınç kaybı değer 70 kPa değerindedir. FC1 ve FC2 fan coil kolonlarının çizimi ekler kısmında verilmiştir.

Fan coil kolonlarının yanında, klima santrallerine ısıtma ve soğutma amacıyla sıcak ve soğuk su taşıyan kolonlarda vardır. kuzey tarafında kalan klima santralleri için KC1 kolonu ve güney tarafında yer alan klima santralleri için de KC2 kolonu kullanılmıştır.

Çizelge 3.40 KC1 kolonu soğutma hattı boru basınç kayıpları

No:	Q	L	V	D	$\Delta P$	Özel Parça	K	$\Delta P_F$	$\Sigma \Delta P_T$
	kcal/h	m	m/s	inch	Pa		ksi	Pa	Pa
1	164040	20	1,12	100	2507,38	Santral	8	5059,42	7566,80
2	61300	15	0,75	80	1258,76	Santral	8	2232,94	3491,70
3	225410	20	0,99	125	1492,42	T Geçiş	1	489,12	1981,54
4	367000	12	1,12	150	899,40	Santral	8	5002,28	5901,68
5	94725	25	1,15	80	4717,69	Santral	8	5331,94	10049,63
6	260576	10	1,14	125	979,63	Santral	8	5229,13	6208,76
7	355481	10	1,08	150	705,84	T Geçiş Dirsek	2	1173,30	1879,14
8	722481	25	1,24	200	1592,95	T Geçiş	1	766,73	2359,68
9	947891	12	1,62	200	1281,30	T Geçiş Dirsek	2,5	3299,50	4580,80
10	393730	10	1,20	150	855,71	Santral	8	5757,48	6613,20
11	1341621	15	1,47	250	1009,32	T Geçiş, Vana	13	14078,42	15087,73
12	363930	8	1,11	150	590,19	Santral	8	4918,94	5509,13
13	69710	10	0,85	80	1064,69	Santral	8	2887,66	3952,35
14	433640	13	1,32	150	1335,19	T geçiş Vana 4x90° Dirsek	15	13094,71	14429,90
15	1775261	94	1,95	250	10810,79	T Geçiş, 5xVana	8	15169,29	25980,08

Kritik devre 5-7-8-9-11-15 parçalarından oluşur. KC1 kolonunda soğutma borularında meydana gelen sürtünme basınç kaybı değeri 120 kPa değerindedir.

Aynı parçalardan oluşan kritik devrede ısıtma borularında meydana gelen sürtünme kaybı;

Çizelge 3.41 KC1 kolonu ısıtma hattı boru basınç kayıpları

No:	Q	L	V	D	$\Delta P$	Özel Parça	K	$\Delta P_F$	$\Sigma \Delta P_T$
	kcal/h	m	m/s	inch	Pa		ksi	Pa	Pa
5	297380	25	0,51	100	28,96	Santral	8	1039,21	1763,25
7	447590	10	0,77	100	61,42	T Geçiş	2	588,55	1202,70
8	703763	25	0,77	125	47,02	T Geçiş	1	297,99	1473,44
9	1416035	12	1,08	150	70,04	T Geçiş	2,5	1454,50	2294,92
11	1722825	15	1,31	150	101,40	T Geçiş, Vana 4x90° Dirsek	13	11195,71	12716,64
15	2035137	94	0,87	200	32,94	T Geçiş, 5xVana	8	3041,92	6138,12

Sürtünme basınç kaybı değeri 52 kPa dır.

KC2 klima santrali kolonu için boru sürtünme basınç kayıplarını hesapladığımızda,

Çizelge 3.42 KC2 kolonu soğutma hattı boru basınç kayıpları

No:	Q	L	V	D	$\Delta P$	Özel Parça	K	$\Delta P_F$	$\Sigma \Delta P_T$
	kcal/h	m	m/s	İnch	Pa		ksi	Pa	Pa
1	393730	20	1,20	150	1711,43	Santral	8	5757,48	7468,91
2	164040	15	1,12	100	1880,54	Santral	8	5059,42	6939,95
3	61370	20	0,75	80	1681,89	T Geçiş	1	279,76	1961,64
4	225410	12	0,99	125	895,45	Santral	8	3912,98	4808,43
5	619140	25	1,06	200	1190,25	Santral	8	4504,62	5694,87
6	363930	10	1,11	150	737,74	Santral	8	4918,94	5656,68
7	177880	10	0,78	125	479,85	T Geçiş 90° Dirsek	2	609,19	1089,04
8	541810	25	0,93	200	926,36	T Geçiş	1	431,21	1357,57
9	246850	12	1,08	125	1061,82	T Geçiş 2x90° Dirsek	2,5	1466,48	2528,30
10	788660	10	1,35	200	752,34	Santral	8	7309,04	8061,38
11	1407800	15	1,54	250	1106,40	T Geçiş, Vana	13	15501,58	16607,98
12	175780	8	0,77	125	375,51	Santral	8	2379,58	2755,08
13	65000	10	0,79	80	935,22	Santral	8	2510,63	3445,84
14	240780	13	1,06	125	1097,76	T geçiş Vana 4x90° Dirsek	15	8371,49	9469,26
15	1648580	94	1,81	250	9378,54	T Geçiş, 5xVana 5x90° Dirsek	8	13081,60	22460,14

Kritik devre 2-4-5-11-15 numaralı parçalardan oluşur. Toplam sürtünme basınç kaybı değeri 113 kPa değerindedir. Kritik devrenin ısıtma hattındaki sürtünme kayıpları;

Çizelge 3.43 KC2 kolonu ısıtma hattı boru basınç kayıpları

No:	Q	L	V	D	$\Delta P$	Özel Parça	K	$\Delta P_F$	$\Sigma \Delta P_T$
	kcal/h	m	m/s	inch	Pa		ksi	Pa	Pa
2	519376	15	0,89	100	1214,41	Santral	8	3169,89	4384,30
4	712272	12	0,78	125	576,94	Santral	8	2441,93	3018,87
5	1019062	25	0,78	150	946,54	Santral	8	2410,55	3357,10
11	1444882	15	1,10	150	1091,15	T Geçiş, Vana 4x90° Dirsek	13	7874,70	8965,85
15	1813338	94	0,78	200	2496,25	T Geçiş, 5xVana 5x90° Dirsek	8	2415,01	4911,26

Sürtünme basınç kaybı değeri 49 kPa değerindedir.

### 3.9 Muhtelif Egzost Hesapları

Mahal içinde hava kalitesinin sağlanmasında, mahal içine verilen havanın yanında mahal

içinden egzost edilen havanın önemi vardır. Zehirli gaz, duman koku vb.. rahatsızlık verici unsurların var olduğu iç ortamlardan yeterli miktarlarda egzost yapılarak iç ortam kalitesi sağlanmalıdır. Bina içinde egzost yapılan mahalleri şöyle sıralayabiliriz;

### 3.9.1 Otopark

Kapalı mahal olarak hizmet veren garajlarda egzost sistemi tesis edilmelidir. Bu egzost sistemi ile kapalı garaj alanı içinden araçlardan kaynaklanan CO, CO<sub>2</sub>, SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub> gazları uzaklaştırılır. Yukarıda bahsi geçen gazlardan insan sağlığı için kısa vadede en tehlikeli olanı CO dir. Bu yüzden egzost edilecek hava miktarı bu gaz konsantrasyonu baz alınarak belirlenir.

Ortamdan egzost edilecek olan hava miktarı, iki faktör ile belirlenir. Kapalı garaj içinde aynı anda çalışmakta olan araç sayısı ve bu araçlardan ortama yayılan emisyon miktarları. Ancak bu değerler oldukça değişken olduğundan çoğu yönetmelik ve koda egzost edilecek hava miktarı 4 l/s m<sup>2</sup> veya araç başına 300 m<sup>3</sup>/h olarak ele alınabilir.

Egzost edilen havanın atımı için kullanılacak olan egzost aspiratörleri, CO emisyon kontrollü çalışarak sistemin sürekli aynı debide çalışması engellenerek enerji tasarrufu sağlanabilir. CO ve diğer emisyon gazları havadan daha ağır olduklarından, tabana doğru çökerler. Bu yüzden ortamdan egzost edilecek olan havanın yaklaşık % 50 si de taban seviyesinden çekilmelidir.

Bina içinde tesis edilen otopark 370 araç ( araç başına 25 m<sup>2</sup> düşünüldüğünde) kapasiteli ve toplam alanı 9200 m<sup>2</sup> olduğunda, egzost edilecek hava miktarı;

$$9200 \times 4 = 36.800 \text{ l/s} = 132.480 \text{ m}^3/\text{h} \text{ değerindedir.}$$

### 3.9.2 Umumi WC ler

Bina içinde tesis edilen umumi WC hacimlerinden saatte 15 hava değişimi sağlanacak şekilde egzost yapılacaktır. Her katta 2 adet WC bulunmakta ve her birinin alanı 50 m<sup>2</sup>, mahal yüksekliği ise 3,5 m dir. Bu durumda her bir WC içinden yapılması gereken egzost miktarı;

$$15 \times 50 \times 3,5 = 2700 \text{ m}^3/\text{h} \text{ değerindedir.}$$

### 3.9.3 Depo

Bina içinde hipermarkete ait bir depo hacmi bulunmaktadır. Deponun mekanik olarak havalandırılması düşünülmüştür. Depo alanı 1700 m<sup>2</sup>, kat yüksekliği 5 m dir. Depo hacmi

İNinde saatte 2 hava değişimi sağlanacak şekilde havalandırma yapılacaktır. Bu durumda egzost miktarı;

$$2 \times 1700 \times 5 = 17.000 \text{ m}^3/\text{h değerindedir.}$$

### 3.9.4 Fast Food Mutfakları

Mutfaktan yapılacak egzost miktarı, kullanılan davlumbaz tipine ve mutfak İinde kullanılacak olan ekipmanlara gÖre belirlenir. En yaygın kullanılan davlumbaz tipi, bir kenarı duvara monteli "canopy" tip davlumbazdır. Davlumbaz vasıtasıyla egzost edilecek olan hava miktarı şu değere gÖre belirlenir;

- Pişirme ekipmanınca açığa çıkan kirli havanın uzaklaştırılması İin gerekli olan egzost miktarı ve yakalama hızı

Belirli pişirme ekipmanlarının bulunduğu mutfaktan yapılacak egzost miktarını belirlemek İin ilk olarak pişirme yÖzey alanının  $A_{cs}$  belirlenmesi gerekir. Daha sonra ekipman tiplerine gÖre çekme hız faktÖrü ile pişirme yÖzey alanı çarpımından pişirme ekipmanlarınca ortama verilen kirli hava değeri hesaplanır.

$$Q_c = A_{cs} \times U_{DF} \quad (3.24)$$

Yakalama hız faktÖrleri izelge 3.44 den belirlenir.

Çizelge 3.44 Mutfak ekipmanlarına gÖre çekme hızları, m/s (Greenheck Co. 2000)

NO	EKİPMAN	ÇEKME HIZI $U_{df}$ m/s
1	Kettle, Mutfak Ocağı, Normal Fırınlar Yağ Üretmeyen ekipmanlar	0,254
2	Fritöz, Sa Izgara	0,43
3	Mangal, Yüksek Isı ve Yağ Üreten ekipmanlar	0,762
4	Gaz yakan ekipmanlar kullanıldığında yanma gazlarının uzaklaştırılması	0,762

Piştirme için gaz kullanılan ekipmanlarda, yanma gazlarının da uzaklaştırılması için gerekli olan egzost debisi de hesapta göz önünde bulundurulmalıdır. Piştirme yüzey alanları ve çekme hızlarına göre kirli hava debisi belirlendikten sonra, piştirme yüzey alanından taşan davlumbaz alanından çekilecek hava debisinin de hesaplanması gerekir. Taşan alan davlumbaz alanı ile piştirme alanı arasındaki farktır. Bu fark değeri için 0,254 m/s çekme hız faktörü kullanılarak 3.25 formülü ile bu değeri hesaplanır.

$$Q_{C2} = (A_{DAVLUMBAZ} - A_{CS}) \times 0,254 \quad (3.25)$$

Toplam egzost debisi  $Q_C$  ve  $Q_{C2}$  değerlerinin toplamına eşittir.

2 adet fritöz, iki adet saç ızgara, iki gözlü gazlı ocak, bir fırın ve iki kettle dan oluşan tipik bir fast food için toplam egzost debisini hesaplırsak;

$$\text{Fritöz alanı} = 2 \times 0,5 \times 0,5 = 0,5 \text{ m}^2, \text{ Saç ızgara alanı} = 2 \times 0,6 \times 0,6 = 0,72 \text{ m}^2$$

$$\text{Ocak alanı} = 0,6 \times 0,7 = 0,42 \text{ m}^2, \text{ Fırın alanı} = 1 \times 1,2 = 1,2 \text{ m}^2,$$

$$\text{Kettle} = 2 \times 0,3 \times 0,3 = 0,18 \text{ m}^2$$

$$\Sigma Q_C = 0,5 \times 0,43 + 0,72 \times 0,43 + 0,42 \times 0,254 + 1,2 \times 0,43 + 0,18 \times 0,254 + 0,42 \times 0,254$$

$$\Sigma Q_C = 1,3 \text{ m}^3/\text{s} = 4.680 \text{ m}^3/\text{h} \text{ değeri elde edilir.}$$

Toplam piştirme alanı  $3,02 \text{ m}^2$ , davlumbaz alanı  $4 \text{ m}^2$  değerindedir.

$$Q_{C2} = 0,98 \times 0,254 = 0,25 \text{ m}^3/\text{h} = 900 \text{ m}^3/\text{h} \text{ değerindedir.}$$

Toplam egzost debisi  $5.580 \text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir.

Mutfak havalandırmasında dikkat edilmesi gereken hususlardan biri, mutfak alanı içinde yemek yeme alanına (loby) kıyasla negatif basınç oluşturulmalıdır. Bu şekilde piştirme alanı içinde oluşan kokular diğer taraflara doğru gitmeyecektir. Ancak bu negatif basınç değeri dengeli bir şekilde oluşturulmalı, mutfak alanı içinden yapılacak egzost neticesinde diğer alanlardan şartlandırılmış hava çekilmemelidir. Bunu sağlamak için davlumbazdan yapılan egzostun %90 ı kadar taze hava mutfak içine verilmelidir. Çift cidarlı davlumbazlar bu amaç için kullanılabilir. Bu şekilde diğer alanların hava dengesi de bozulmamış olur.

Fast food klima santrallerinde sadece taze hava bulunmasının nedeni burada yatmaktadır. Verilen hava davlumbazlar tarafından emilerek dışarı atılacaktır. Ancak santralden verilen hava insan konforuna yönelik olduğundan davlumbaz tarafından egzost edilen hava verilen hava değerinden çok daha yüksek olabilir. Bu durumda da çift cidarlı davlumbaz kullanılması gerekmektedir.

Mutfak içinden çekilen hava çatı tipi egzost aspiratörleri ile dışarı atılmaktadır. İçeriden çekilen havanın diğer klima santrallerine ulaşp kısa devre yapması ve içeriye kokulu hava verilmesini engellemek için aspiratörlerin tepesine "Jet Cap" şeklinde tabir edilen ekipmanların yerleştirilmesi gerekir. Bu ekipmanlar sayesinde hava yüksek bir hızla (20 m/s) uzak noktalara atılarak kısa devre riski ortadan kaldırılmış olur. Mutfak egzostunda kullanılan aspiratörlerde yağ tutucu ve yağ biriktirme tavası bulunmalı ve aspiratörler ex-proof şeklinde tabir edilen yanmaya karşı dirençli yapıda olmalıdır. Ayrıca egzost kanalları dahlumbaza doğru %1 eğimlendirilmeli ve egzost kanallarında yeterli sayıda temizleme kapağı bırakılmalıdır.



## 4. EKİPMANLARIN SEÇİMİ

Bu noktaya kadar yapılan hesaplamalardan elde edilen değerler kullanılarak, ısıtma ve soğutma sisteminde kullanılacak olan ekipmanların seçimleri ve bu ekipmanlarla ilgili hesaplamalar yapılacaktır.

### 4.1 Soğutma Sistemi Ekipmanları

#### 4.1.1 Su Soğutma Grubu Seçimi

Sistemin toplam soğutma ihtiyacı 7.035.000 kcal/h değerindedir. Soğutma sisteminde 7-12°C sıcaklıklarında sirkülasyon yapacak soğuk su kullanılacaktır. Söz konusu soğuk suyu sağlamak için sistem içinde hava soğutmalı su soğutma grupları kullanılacaktır. 5 adet eşit kapasitede su soğutma grubu seçilmiştir. Her bir cihazın soğutma kapasitesi 1.407.000 kcal/h değerindedir.

#### 4.1.2 Soğuk Su Sirkülasyon Pompaları (Primer Pompalar)

Bu pompalar vasıtasıyla su soğutulmak üzere su soğutma grupları boyunca sirküle ettirilecektir. Mahallere veya santrallere bu pompalara ile soğuk su verilmeyecektir. Bu pompalara sadece suyun su soğutma gruplarında dolaşımını sağlayacak basınçlandırmayı sağlayacaktır. Sistemde 5 adet chillere ait 5 adet primer sirkülasyon pompası kullanılacaktır. Kullanılacak pompaların her birinin debisi;

$$1.407.000 / (5 \times 1000) = 280 \text{ m}^3/\text{h} \text{ değerindedir.}$$

Gidiş/Dönüş boruları basınç kaybı 40 kPa

Su soğutma grubu basınç kaybı 45 kPa (Cihaz katalog değeri)

Devre elemanları (pislük tutucu, check valf, vana) 50 kPa

Toplam basınç kaybı 135 kPa %15 emniyet faktörüyle 155 kPa basınçlı pompa seçilmiştir.

Seçilen pompa karakteristiği

$$Q_p = 280 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Pompa boyu } H_p = 16 \text{ mSS}$$

$$\text{Pompa gücü } N_p = 18,78 \text{ kWh}$$

#### 4.1.3 Fan Coil Hattı Soğuk Su Sirkülasyon Pompaları (Sekonder Pompalar)

Bu pompalar ile, soğutulmuş su mahal içlerindeki fan coil ünitelerine doğru

basınçlandırılacaktır. Sistemde 2 bağımsız kolon hattı bulunmaktadır. Her kolonun sirkülasyon pompası ayrıdır. FC1 kolonuna ait sürtünme basınç kayıpları çizelge 3.32 de verilmiştir. FC1 kolonu soğutma hattı debisi;

$$1.731.030 / (5 \times 1000) = 345 \text{ m}^3/\text{h} \text{ değerindedir.}$$

Gidiş/Dönüş boruları basınç kaybı 140 kPa

Fan Coil ünitesi basınç kaybı 30kPa

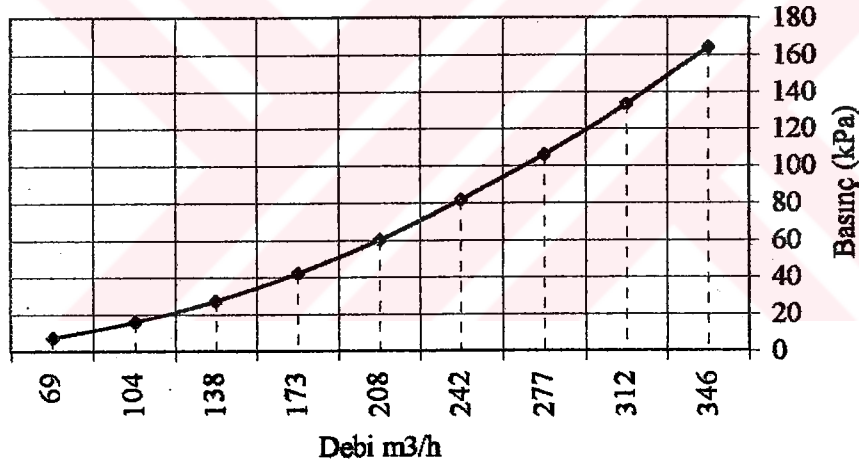
Devre elemanları (pislik tutucu, check valf, vana) 50 kPa

Toplam basınç kaybı değeri 220 kPa. %15 emniyet faktörüyle 255 kPa değeri kullanılacaktır.

Eşit kapasiteli 2 pompa seçildiğinde her bir pompanın sahip olacağı özellikler;

$$Q_p = 173 \text{ m}^3/\text{h} \text{ debi } H_p = 26 \text{ mSS } N_p = 17 \text{ kWh}$$

FC 1 Soğutma Hattı



Şekil 4.1 FC 1 soğutma hattı sistem eğrisi

Şekil 4.1 de FC 1 kolonunun soğutma hattı sistem eğrisi görülmektedir. Kullanılacak pompalar hız kontrollü (frekans invertörlü) olacaktır. Farklı su debilerine göre sistemde meydana gelen basınç kayıp değerleri verilmiştir. Pompa seçilirken, pompa çalışma eğrisinin bu sistem eğrisi ile uyum içinde olması gereklidir.

FC2 kolonu soğutma hattı debisi ,

Gidiş/Dönüş boruları basınç kaybı 164 kPa

Fan Coil ünitesi basınç kaybı 30kPa

Devre elemanları (pislik tutucu, check valf, vana) 50 kPa

Toplam basınç kaybı değeri 244 kPa. %15 emniyet faktörüyle 280 kPa değeri kullanılacaktır.

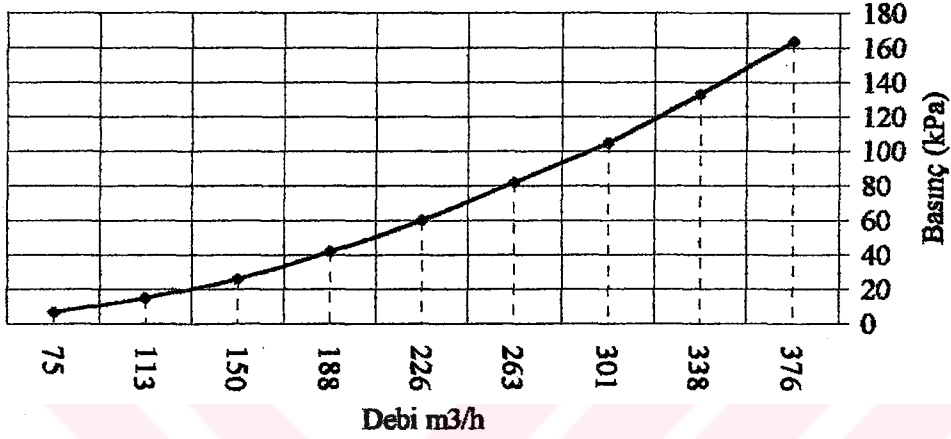
Eşit kapasiteli 2 pompa seçildiğinde her bir pompanın sahip olacağı özellikler;

$$Q_p = 188 \text{ m}^3/\text{h} \text{ debi}$$

$$H_p = 29 \text{ mSS}$$

$$N_p = 20 \text{ kWh}$$

FC 2 Soğutma Hattı



Şekil 4.2 FC 2 soğutma hattı sistem eğrisi

#### 4.1.4 Klima Santralleri Soğuk Su Sirkülasyon Pompaları (Sekonder Pompalar)

Fan coil pompaları gibi, bu pompalar da klima santrallerinde soğutma gerçekleştirilmesi için gerekli soğuk suyun santrallere sevk edilmesinde kullanılacaktır. Sistemde fan coil kolonlar gibi iki adet klima santrali kolomu vardır. KC 1 kolomuna ait sürtünme kayıpları çizelge 3.36 da verilmiştir.

KC 1 soğutma hattı

Gidiş/Dönüş boruları basınç kaybı 120 kPa

Klima santrali soğutucu serpantin basınç kaybı 60 kPa

İki yönlü vana basınç kaybı 30 kPa

Devre elemanları (pislik tutucu, check valf, vana) 50 kPa

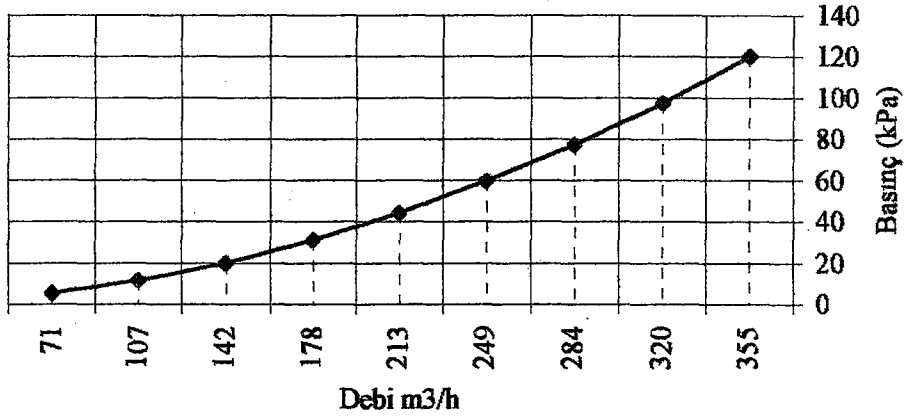
Toplam basınç kaybı değeri 260 kPa. %15 emniyet faktörü ile 300 kPa değeri kullanılacaktır.

Eşit kapasiteli 2 pompa seçildiğinde pompa özellikleri;

$$Q_p = 175 \text{ m}^3/\text{h} \text{ debi}$$

$$H_p = 31 \text{ mSS} \quad N_p = 23 \text{ kWh}$$

## KS 1 Soğutma Hattı



Şekil 4.3 KC 1 soğutma hattı sistem eğrisi

## KC 2 soğutma hattı

Gidiş/Dönüş boruları basınç kaybı 113 kPa

Klima santrali soğutucu serpantin basınç kaybı 60 kPa

İki yönlü vana basınç kaybı 30 kPa

Devre elemanları (pislik tutucu, check valf, vana) 50 kPa

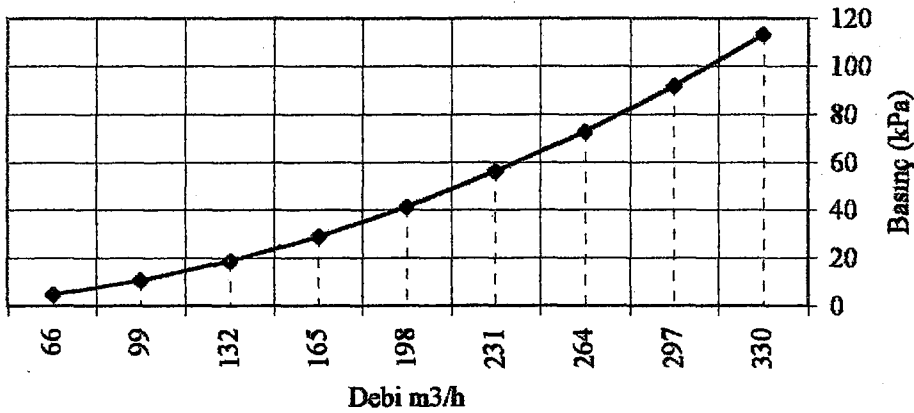
Toplam basınç kaybı değeri 253 kPa. %15 emniyet faktörü ile 290 kPa değeri kullanılacaktır.

Eşit kapasiteli 2 pompa seçildiğinde pompa özellikleri;

$Q_p = 165 \text{ m}^3/\text{h}$  debi  $H_p = 30 \text{ mSS}$

$N_p = 18 \text{ kWh}$

## KS 2 Soğutma Hattı



Şekil 4.4 KC 2 soğutma hattı sistem eğrisi

## 4.2 Isıtma Sistemi Ekipmanları

### 4.2.1 Kazan

Sistemin toplam ısıtma ihtiyacı 4.863.875 kcal/h değerindedir. Bu kapasitenin karşılanması için doğal gazlı kalorifer kazanları kullanılacaktır. Kazanların kapasite bölüşümleri 2/3, 2/3 şeklinde seçilecektir. Bu şekilde kısmen yedekleme yaparak, devre dışı kalma durumunda yeterli ısıtma sağlanabilecektir. Bu durumda her kazanın ısıtma kapasitesi;

3.250.000 kcal/h olarak belirlenmiştir.

### 4.2.2 Brülör

Kullanılacak olan brülörler, üfleli tip olarak seçilecektir. Yakıt olarak doğal gaz kullanılacaktır. Brülör kapasitesini şu şekilde hesaplayabiliriz;

$$B_k = \frac{Q_k}{H_u \cdot h} \quad (4.1)$$

$B_k$  3250000 / (8580 x 0,90)  $B_k$  421 kg/ h kapasitesi hesaplanır (her bir brülör için)

Yakıt olarak doğal gaz kullanılacağından herhangi bir yakıt deposuna ihtiyaç yoktur.

### 4.2.3 Isıtma Kazanı Bacası

Baca hesabında kullanılan standart DIN 4075 dir.

$$P_H = P_W + P_A + P_E + P_O \quad (4.2)$$

Baca çekişi, dış hava yoğunluğu ile, baca gazının yoğunluğu arasındaki farktan oluşan basınç kaybıdır. Bacanın doğal çekişli olması için bacada diğer oluşan basınç kayıplarının karşılanması gerekir. Kazandaki basınç kaybı ( $P_W$ ) baca gazının statik basıncı ile kazanın bulunduğu ortamın statik basınçları arasındaki farktır. Bağlantı kanalındaki basınç kaybı ( $P_A$ ) bağlantı borusunda oluşan ve baca gazının bağlantı kanalına girişte ve bağlantı kanalından çıkıştaki basınç farkından dolayı meydana gelen, bağlantı borusundan çekme işleminin meydana gelmesi için yenilmesi gereken basınç kaybıdır. Bacadaki basınç kaybı ( $P_E$ ), baca gazının bacadan geçmesi sırasında bacanın oluşturduğu akış direncini yenmesi için gerekli basınç farkıdır. Besleme havası için gerekli üfleme basıncı ( $P_O$ ), kazanın bulunduğu ortam ile kazanın bulunduğu ortam dışındaki statik basınçlar arasındaki farktır. Sağlıklı bir baca kesiti hesabı için yukarıdaki basınç kayıplarının hepsinin bilinmesi gerekir. 4.2 denkleminde de

görüldüğü gibi baca çekişinin diğer kayıpları karşılaması gereklidir.

Baca çekişi;

$$P_H = h \times g \times (\rho_1 - \rho_2) \quad (4.3)$$

Baca uzunluğu, bacanın yüksekliği ile karıştırılmamalıdır. Baca uzunluğu, duman kanalının bacaya bağlandığı nokta ile bacanın bitim noktası arasındaki mesafe olarak alınmalıdır. Kazandaki basınç kaybı değeri kazan kataloğundan belirlenmelidir.

Sistemde kullanılacak baca kesitini hesaplırsak;

Kazan kapasitesi  $Q_n$  değeri 3250000 kcal/h değerindedir. nominal kazan kapasitesi ( $Q_n$ ), kazan kapasitesinin kazan etkinliği ile çarpılarak elde edilir. Kazan etkinliği 0,90 olarak alındığında nominal kazan kapasitesi 2.925.000 kcal/h, 3400 kW olarak elde edilir. Baca gazındaki karbon monoksit miktarı

$$CO = \frac{6,7}{1 - (0,078 \times \log(Q_n))} \quad (4.4)$$

CO miktarı 9,24 g/kg olarak hesaplanır.

Duman gazı miktarı ise 4.5 denklemleri ile hesaplanabilir. Doğal gaz yakıt ve üflemlerli brülör kullanıldığında;

$$m = \frac{\left(\frac{3,73}{CO} + 0,053\right) \times Q_n}{1000} \quad (4.5)$$

duman gazı miktarı 1,55 g/kg olarak hesaplanır.

Kazan çekişi, kazanın nominal kapasitesi 100 kW değerinden daha büyük olduğu durumlarda 4.6 formülü ile hesaplanır.

$$P_W = (-0,47 + (0,385 \times \log Q_n)) \times 100 \quad (4.6)$$

kazan çekişi 88,96 Pa olarak hesaplanır. Baca gazı sıcaklığına göre baca gazının viskozitesi seçilir. Baca gazı sıcaklığı 220°C sıcaklıktadır. Bu sıcaklıkta baca gazının viskozite değeri  $3,75 \times 10^{-5}$  m<sup>2</sup>/s değerindedir. baca gazı yoğunluğu ile dış hava yoğunluklarının hesaplanması gerekir. 220°C sıcaklıktaki yoğunluk değeri 0,703 kg/m<sup>3</sup> -12°C sıcaklıktaki yoğunluk değeri 1,32 kg/m<sup>3</sup> değerindedir. Kazan baca bağlantısının kesit alanı 4.7 ile hesaplırsa;

$$F_{\text{bağlantı}} = \frac{m}{\rho \times V_{\text{bağlantı}}} \quad (4.7)$$

Bağlantı kesiti  $0,424 \text{ m}^2$  olarak hesaplanır. Bağlantı kanalının hidrolik çapı  $0,735 \text{ m}$  değerindedir. kazanın bağlantı kanal uzunluğu  $2,5 \text{ m}$  ve iki adet  $90^\circ$  dirsek vardır. Ksi değeri  $0,8$  dir. Bağlantı kanalındaki Reynolds sayısı,  $101920$  değerindedir. bağlantı kanalının sürtünme katsayısı (f)  $0,025$  değerindedir. Bu bilgiler ile bağlantı kanalında meydana gelen basınç kaybı değeri  $12,61 \text{ Pa}$  değerinde olur.

Baca kesit alanı ise

$$F_{\text{baca}} = \frac{m}{\rho \times V_{\text{baca}}} \quad (4.8)$$

baca kesit alanı  $0,88 \text{ m}^2$ . Baca hidrolik çapı  $1,05 \text{ m}$ , baca yüksekliği  $30 \text{ m}$ , Re sayısı  $70000$ , sürtünme katsayısı  $0,025$  değerinde olduğunda ve baca çıkışında bir adet şapka bulunduğu (ksi = 1) meydana gelen basınç kaybı değeri  $22,45 \text{ Pa}$  değeri elde edilir. Baca çekişi ise  $4.3$  ile hesaplandığında,  $181 \text{ Pa}$  değeri elde edilir. Toplam kayıp  $4.2$  denklemleri ile verilmiştir. Hesapladığımız değerler yardımıyla  $125.81 \text{ Pa}$  değeri elde edilir. Baca çekişi basınç kayıplarından daha büyük olduğundan baca kesit alanı ve bağlantı kesit alanı doğrudur.

#### 4.2.4 Kapalı Genleşme Deposu

Kapalı genleşme deposunu  $4.9$  ifadesi ile hesaplayabiliriz

$$V_n = (V_e + V_v) \times \frac{P_e + 1}{P_e - P_0} \quad (4.9)$$

Bir adet kazan kapasitesi  $3.250.000 \text{ kcal/h}$   $3400 \text{ kW}$  değerindedir. Sistemde yer alan su miktarını kazan kapasitesine göre belirleyebiliriz. Çelik kazanlarda  $\text{kW}$  başına  $6 \text{ lt}$  su alınabilir. Bu durumda sistemde yer alan su miktarı  $20.400 \text{ litre}$  değerindedir. sistemde genleşen su miktarının da belirlenmesi gerekir. Genleşen su miktarını hesaplama için  $4.10$  ifadesini kullanabiliriz

$$V_e = \frac{n \times V_a}{100} \quad (4.10)$$

Isıtma sistemi  $90/70$  olarak çalışacağından n genleşme katsayısı ( $90^\circ\text{C}$ )  $3,6$  değerindedir. bu durumda sistemde genleşen su miktarı  $734.4 \text{ litre}$  değerindedir. Sistem soğukken tankta

bulunan su miktarı 4.11 ile hesaplanabilir;

$$V_v = \frac{0,5}{100} \times V_a \quad (4.11)$$

$V_v$  değeri  $20.400 \times 0,005 = 102$  lt değerindedir.

$P_o$  ön basınç değeri statik basınç değeri ( $P_s$ ) ile kazan limit termostatında ayarlanan sıcaklıktaki su buharlaşma efektif basıncı ( $P_d$ ) arasındaki farka eşittir. Hesaplarda maksimum gidiş sıcaklığı emniyet açısından limit termostat basıncı olarak alınır. Bu durumda  $P_d$  değeri 0 olur. Böylelikle ön basınç değeri  $P_o$  statik basınç değerine eşittir. Statik yükseklik 360 m olduğunda  $P_o$  ön basınç değeri 3 bar değerindedir. Emniyet ventili açma basıncı 4,5 bar seçildiğinde, sistem işletme üst basıncı 4 bar değerinde olur. Bu durumda 4.9 ile genişleme deposu hacmi;

$$V_n = (734 + 102) \times \frac{4,5+1}{4,5-3} \quad V_n = 3065 \text{ lt olur (kazan başına) Seçilen genişleme deposu 4 adet}$$

2000 litre değerindedir. Sistem ısı gücü yüksek olduğundan, membranlı emniyet ventili yerine yaylı emniyet ventili seçilecektir. 4,5 bar basınca ve 3400 kW kapasiteye göre 65 mm emniyet ventili seçilmiştir. Emniyet borusu çapı ise 2 ½" (65mm) çapındadır.

#### 4.2.5 Isıtma Sirkülasyon Pompaları

FC1 kolonu ısıtma yükü 472.500 kcal/h değerindedir. Isıtma 90/70°C rejiminde gerçekleştirilecektir. Bu durumda gerekli sirkülasyon debisi;  $472500 / 20000 = 24 \text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir.

Gidiş dönüş borularındaki basınç kaybı değeri	75 kPa
Fan Coil serpantini basınç kaybı	40 kPa
Devre elemanları (check valf, vana, pislik tutucu)	50 kPa
Kazan basınç kaybı	100 kPa

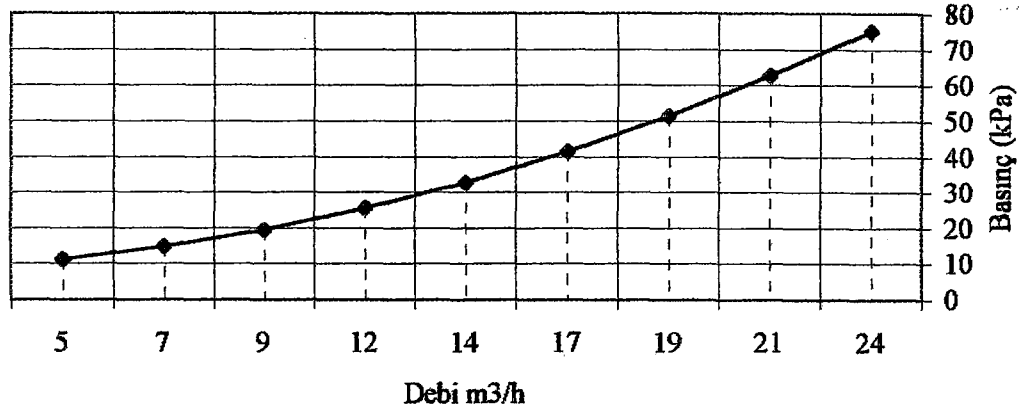
Toplam basınç kaybı değeri 265 kPa değerindedir. %15 emniyet faktörüyle 305 kPa değeri alınmıştır. Bir adet pompa seçildiğinde pompa özellikleri;

Pompa debisi  $24 \text{ m}^3/\text{h}$

Pompa boyu 30 mSS

Pompa gücü 2,5 kW değerleri elde edilir.

## FC 1 Isıtma Hattı



Şekil 4.5 FC 1 ısıtma hattı sistem eğrisi

FC2 kolonu ısıtma yükü 524.900 kcal/h değerindedir. Isıtma 90/70<sup>0</sup>C rejiminde gerçekleştirilecektir. Bu durumda gerekli sirkülasyon debisi;  $524900 / 20000 = 27 \text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir.

Gidiş dönüş borularındaki basınç kaybı değeri	70 kPa
Fan Coil serpantini basınç kaybı	40 kPa
Devre elemanları (check valf, vana, pislik tutucu)	50 kPa
Kazan basınç kaybı	100 kPa

Toplam basınç kaybı değeri 260 kPa değerindedir. %15 emniyet faktörüyle 300 kPa değeri alınmıştır. Bir adet pompa seçildiğinde pompa özellikleri;

Pompa debisi 27 m<sup>3</sup>/h

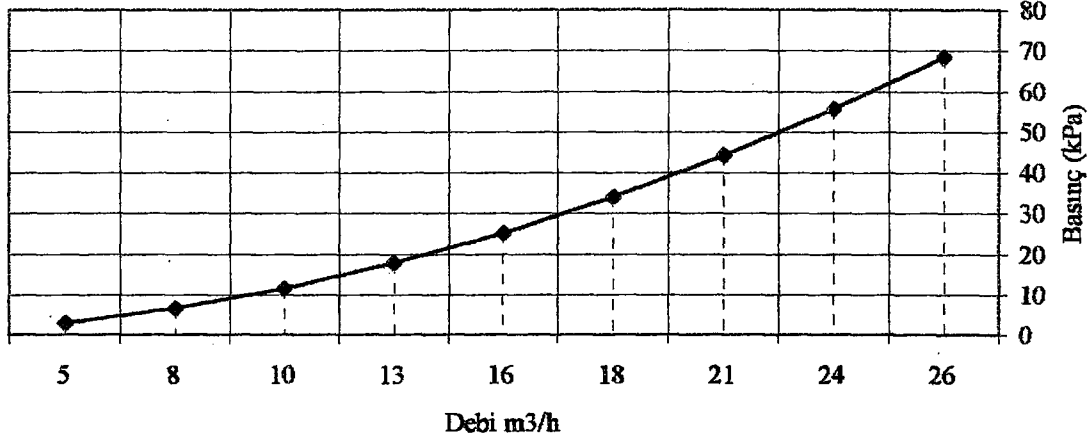
Pompa boyu 30 mSS

Pompa gücü 2,7 kW değerleri elde edilir.

FC kolonları için 2 asıl 1 yedek olmak üzere 3 adet 30 m<sup>3</sup>/h 30 mSS pompa seçilmiştir.

KC 1 kolonu ısıtma yükü 2.035.137 kcal/h değerindedir. Isıtma 90/70<sup>0</sup>C rejiminde gerçekleştirilecektir. Bu durumda gerekli sirkülasyon debisi;  $2.035.137 / 20000 = 102 \text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir.

## FC 2 Isıtma Hattı



Şekil 4.6 FC 2 ısıtma hattı sistem eğrisi

Gidiş dönüş borularındaki basınç kaybı değeri 52 kPa

Klima Santrali serpantini basınç kaybı 45 kPa

Devre elemanları (check valf, vana, pislik tutucu) 50 kPa

Kazan basınç kaybı 100 kPa

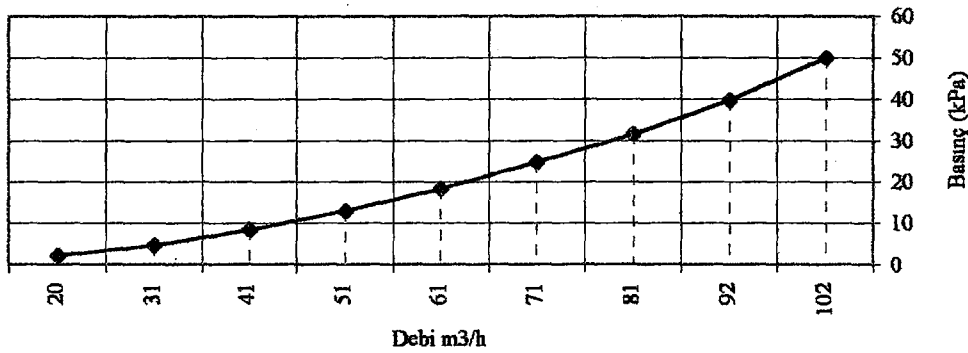
Toplam basınç kaybı değeri 250 kPa değerindedir. %15 emniyet faktörüyle 290 kPa değeri alınmıştır. Bir adet pompa seçildiğinde pompa özellikleri;

Pompa debisi 102 m<sup>3</sup>/h

Pompa boyu 30 mSS

Pompa gücü 12 kW değerleri elde edilir.

## KS 1 Isıtma Hattı



Şekil 4.7 KC 1 ısıtma hattı sistem eğrisi

KC 2 kolonu ısıtma yükü 1.813.338 kcal/h değerindedir. Isıtma 90/70°C rejiminde gerçekleştirilecektir. Bu durumda gerekli sirkülasyon debisi;  $1.813.338 / 20000 = 90 \text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir.

Gidiş dönüş borularındaki basınç kaybı değeri 49 kPa

Klima Santrali serpantini basınç kaybı 45 kPa

Devre elemanları (check valf, vana, pislik tutucu) 50 kPa

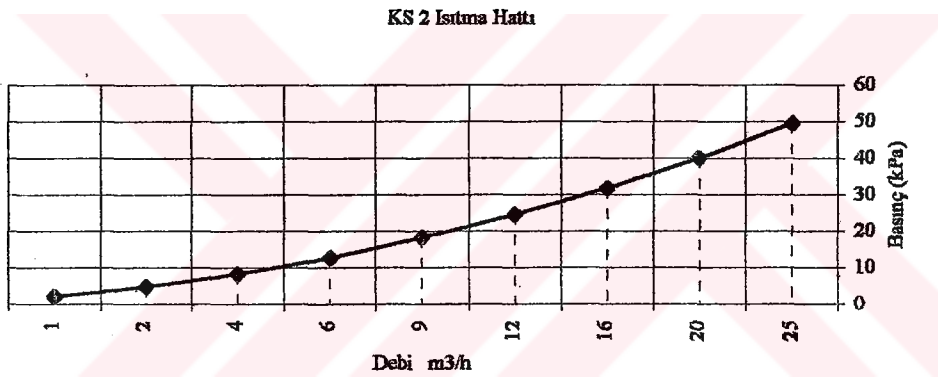
Kazan basınç kaybı 100 kPa

Toplam basınç kaybı değeri 248 kPa değerindedir. %15 emniyet faktörüyle 285 kPa değeri alınmıştır. Bir adet pompa seçildiğinde pompa özellikleri;

Pompa debisi  $90 \text{ m}^3/\text{h}$  Pompa boyu 29 mSS

Pompa gücü 10 kW değerleri elde edilir.

KC kolonları için 2 asıl 1 yedek olmak üzere 3 adet  $100 \text{ m}^3/\text{h}$  30 mSS pompa seçilmiştir.



Şekil 4.8 KC 2 ısıtma hattı sistem eğrisi

### 4.3 Klima Santralleri Aspiratör ve Vantilatörleri

Klima santralleri ile ilgili üfleme ve egzost kanal basınç kayıpları ile ilgili hesaplar 3. bölüm içinde yapılmıştır. Hesaplanan değerler yardımıyla klima santrallerin de kullanılan aspiratör ve vantilatörlerin seçimleri yapılacaktır.

Bodrum mağazalar klima santralinin toplam debisi  $19.580 \text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir. Mahal içinden yapılan egzost debisi  $16.135 \text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir. Taze hava kanalındaki toplam sürtünme kayıpları 256 Pa, egzost kanalındaki sürtünme kayıpları 198 Pa değerindedir.

Taze hava vantilatörü;

Kanal statik kaybı 256 Pa

Filtre kaybı 80 Pa

Damper kaybı 20 Pa

Toplam basınç kaybı 356 Pa değerindedir. % 15 emniyet ile 410 Pa değeri elde edilir.

Egzost aspiratörü;

Kanal statik kaybı 198 Pa

Filtre kaybı 80 Pa

Damper kaybı 20 Pa

Toplam basınç kaybı 298 Pa değerindedir. % 15 emniyet ile 345 Pa değeri elde edilir.

Klima santralinden sağlanan hava miktarı zonun ısıtma veya soğutma yüklerini karşılamada kullanılmayacaktır. Hava debisi insan sayısına bağlı olarak hesaplanmıştır. Zon içinde insan sayısının yeterince yüksek olmadığı (sabah saatleri, gece saatleri) anlarda pik debiyi zon içine üfleme tasarruflu bir yaklaşım değildir. Bu yüzden % 100 dış havalı santralden beslenen hava debisi zaman içinde değişecektir ve bu değişimi karşılamak için santral içinde kullanılacak olan fanlar hız kontrollü olarak seçilmiştir.

Bölüm 3.7 de hesaplanan statik kanal basınç kayıplarıyla diğer klima santrallerinde kullanılacak olan vantilatör ve aspiratörler de yukarıdakine benzer şekilde seçilmiştir. Karışım havalı klima santrallerinde kullanılacak olan fanlar, %100 dış havalı santrallerdekinden farklı olarak sabit hızlı olarak seçilmiştir. Bu santrallerden üflenmiş hava zonun ısı kaybı ve kazançlarını sağlamak için kullanılmaktadır.

Çizelge 4.1 de klima santrallerine ait aspiratör ve vantilatörlere ait veriler gösterilmiştir.

Çizelge 4.1 Klima santrallerinin aspiratör ve vantilatör seçimleri

AHU	VANTİLATÖR				ASPIRATÖR			
	Debi m <sup>3</sup> /h	Dış Basınç Pa	Toplam Basınç Pa	Güç kW	Debi m <sup>3</sup> /h	Dış Basınç Pa	Toplam Basınç Pa	Güç kW
1	19.580	256	409	6,9	16.643	198	343	4,9
2	20.900	305	466	8,4	17.765	230	380	5,8
3	18.400	360	529	8,4	15.640	270	426	5,7
4	18.400	360	529	8,4	15.640	270	426	5,7
5	28.400	365	535	13,0	24.140	309	470	9,7
6	28.500	335	500	12,2	24.225	250	403	8,4
7	28.500	335	500	12,2	24.225	250	403	8,4
8	49.600	315	477	20,3	YOK			
9	49.600	315	477	20,3				
10	47.230	385	558	22,6	40.146	285	443	15,3
11	44.480	365	535	20,4	37.808	255	408	13,2

AHU	VANTİLATÖR				ASPIRATÖR			
	Debi	Dış Basınç	Toplam Basınç	Güç	Debi	Dış Basınç	Toplam Basınç	Güç
	m <sup>3</sup> /h	Pa	Pa	kW	m <sup>3</sup> /h	Pa	Pa	kW
12	53.700	457	641	29,5	45.645	340	506	19,8
13	70.185	360	529	31,9	59.657	270	426	21,8
14	100.610	460	644	55,6	85.519	340	506	37,1
15	93.430	600	805	64,5	79.416	340	506	34,5
16	93.430	600	805	64,5	79.416	340	506	34,5

#### 4.4 Muhtelif Egzost Aspiratörleri

Bölüm 3.9 da hesaplanan egzost miktarlarına göre kullanılacak egzost aspiratörlerini Çizelge 4.2 de sıralayabiliriz.

Çizelge 4.2 Muhtelif aspiratörler

Mahal	ASPIRATÖR			
	Debi	Dış Basınç	Toplam Basınç	Güç
	m <sup>3</sup> /h	Pa	Pa	kW
Depo	17.000	256	294	4,3
WC	2.700	250	288	0,7
Otopark	66.240	600	690	39,2

Toplam 8 adet WC olduğundan yukarıda bahsedilen WC egzost aspiratöründen 8 adet vardır. Otopark alanı için de 2 adet eşit kapasiteli aspiratör seçilmiştir. Fast food mutfak aspiratörleri, kullanılacak ekipmanlara göre belirlenecektir.

## 5. SİHHİ TESİSAT

### 5.1 Temiz Su Tesisatı

Bina içinde temiz su kullanımı için şehir şebeke suyu kullanılacaktır. Hipermarket WC ler, mağazalar ve fast food mağazalarında kullanılacak olan su, tesisat odasında oluşturulan su deposundan bir hidrofor vasıtasıyla mahallere gönderilecektir. Ayrıca içme suyu gereksinin olan fast food mağazaları için UV filtresinden geçirilmiş olan su ayrı bir hat ile bu mekanlara ulaştırılacaktır.

Her bir mağaza içine temiz ve pis su ağı bırakılmış, su kullanımı ise mağaza kiracısına bırakılmıştır. Mahaller içindeki sıcak su ihtiyaçları ise merkezi sistem yerine lokal su ısıtıcılar ile sağlanacaktır.

Su tüketim miktarının belirlenmesinde yük birimi YB değerleri kullanılmıştır. Çizelge 4.1 de çeşitli ekipmanların yük birim değerleri verilmiştir.

Çizelge 5.1 Ekipmanlara göre yük birim değerleri

EKİPMAN	Yük Birimi
Duş	2.5
Lavabo	0.5
Klozet	0.25
Eviye	1.5
Termosifon	2.5
Pisuar	0,65

Bina içinde yer alan ekipmanların sayısı ise çizelge 4.2 de verilmiştir.

Çizelge 5.2 Bina içindeki ekipman sayıları

EKİPMAN	Adet
Duş	10
Lavabo	300
Klozet	100
Eviye	20
Termosifon	20
Pisuar	50

Çizelge 4.1 ve 4.2 yardımıyla bina içindeki toplam yük birimi değerini hesaplayabiliriz;

$10 \times 2,5 + 300 \times 0,5 + 100 \times 0,25 + 20 \times 1,5 + 20 \times 2,5 + 50 \times 0,65 = 313$  YB değeri elde edilir. Pik su debisi miktarını 5.1 denklemi ile belirleyebiliriz.

$$Q_h = 0,25 \times \sqrt{\sum YB} \quad (5.1)$$

Bu durumda pik su kullanım debisi  $0,25 \times 313^{1/2} = 4,5$  l/s  $16\text{m}^3/\text{h}$  değerindedir. Alışveriş merkezinin günlük çalışma süresi 14 saattir. Bu durumda eş kullanım faktörü 0,5 olarak alınabilir. 0,5 eş kullanım faktörü ile toplam gerçek debi,  $16,3 \times 14 \times 0,5 = 115 \text{ m}^3/\text{gün}$  olarak hesaplanır.

Alışveriş merkezinin 3 günlük su ihtiyacını karşılamak için  $345 \text{ m}^3$  ham su deposu, ve  $345 \text{ m}^3$  yumuşak su deposu tesis edilecektir.

### 5.1.1 Hidrofor Seçimi

Hidrofor debisi yukarıda hesaplanan pik su kullanım debisinde olacaktır. Hidrofor basıncını belirlemek için de tesisat borularında meydana gelen sürtünme kayıplarının hesaplanması gerekir. Kritik kolonun çapları, uzunluğu ve yük birim değerleri çizelge 5.3 de verilmiştir.

Çizelge 5.3 Kritik kolon değerleri

No	Yük Birimi	Çap mm	L m	$\Delta P$ Pa/m	$\Sigma \Delta P$ Pa
1	0.5	15	1.25	3824	4780
2	0.75	20	0.75	1176	882
3	1	20	1.6	1568	2510
4	1.25	20	1.25	2059	2574
5	1.5	20	1.25	2451	3064
6	1.75	20	5.5	2843	15640
7	6.75	25	6.25	3235	20224
8	7	25	1.75	3334	5834
9	7.25	25	1.25	3530	4412
10	7.5	32	1.25	980	1225
11	8	32	70	980	68642
12	18	32	6	2451	14709
13	28.75	32	6	1078	6471
14	38.75	50	135	392.24	52952
15	69.5	50	35	784	27456
16	72	50	42	784	32948
17	313	65	10	490	4903

Toplam boru basınç kaybı  $270 \text{ kPa}$  değerindedir. Sayaç kaybı  $50 \text{ kPa}$ , manometrik yükseklik

300 kPa, akma basıncı 50 kPa olduğunda toplam basınç kaybı 670 kPa değerinde olur. % 15 emniyet faktörü ile toplam basınç kaybı değeri 770 kPa değeri olarak belirlenir. Hidroforun karşılaması gereken basınç kaybı 770 kPa değerindedir. Bu durumda 16 m<sup>3</sup>/h debili, 75 mSS boylu hidrofor seçilmiştir. Emniyet açısından seçim 1 asıl 1 yedek hidrofor şeklinde gerçekleştirilmiştir.

### 5.1.2 Su Filtrasyonu ve Yumuşatma Sistemi

Ham su deposuna girişte klorlanan su hidrofor ile önce kum filtresinden geçirilip tortu, bulanıklık ve partiküllerden arındırılır, ardından aktif karbon filtresinden geçirilip organik madde ve fazla klordan arındırılır ve son olarak da su yumuşatma cihazları ile kireçten arındırılarak ısıtma soğutma tesisatında kullanımlara da uygun yumuşatılmış olarak artılmış su deposunda toplanır. Artılmış su deposundan ihtiyaç birimlerine giderken kullanım debisine uygun bir ultraviole su sterilizatöründen geçirilen su içme suyu tüketim noktalarına mikropsuz su olarak gönderilir. Diğer noktalara ise artılmış su gönderilecektir. Kullanılması düşünülen cihazları tanımlamak gerekirse;

#### Kum Filtresi

- Kum filtresi tam otomatik olmalıdır
- Kum filtrelerinin gövdeleri galvanize çelik üzeri iç dış poliüretan esaslı epoksi ile kaplı olmalıdır
- Filtreler mikro işlemci kontrollü olup, mikro işlemciler birbiriyle haberleşebilmelidir.
- Kum filtrelerinde ters yıkama istenirse, giriş ve çıkış suyundaki basınç değerleri ölçülüp çıkan değere göre otomatik olarak ters yıkama kararını verebilmelidir.
- Filtrelerin mikro işlemcileri bir aylık elektrik kesintisinde üzerindeki verileri hafızalarında tutabilmelidir.
- Filtre mikro işlemcileri günleri teker teker tamiyabilmeli ve filtrasyon için ters yıkamalarda bu verilerden faydalanabilmelidir.
- Filtreler içinde yer alan katmanları quarz esaslı olup, kumun yoğunluk kontrolüne göre seçilmelidir.
- Sistem bina otomasyonuna bağlanabilmelidir.
- Filtrelerin mikro işlemcileri gerektiğinde sistem pompası veya hidroforuna kumanda edebilmelidir.

#### Otomatik Su Yumuşatma Cihazı

- Su yumuşatma cihazları otomatik olarak debi kontrollü ters akış rejenerasyon yapabilmelidir
- Ünitenin basınç kaybı maksimum 1 bar olmalıdır
- Yumuşatma cihazların beslenen pompalar depoların seviye şamandıralarına bağlı olmalıdır. Depolar dolu olsa bile üniteler rejenerasyona girdiğinde mikro işlemcilerden verilecek bir sinyal ile pompalar çalışabilme yeteneğine sahip olmalıdır.

- Her bir cihazın tuz kabı olmalıdır
- Sistem bina otomasyonuna bağlanabilmelidir.
- Rejenerasyon esnasında her hangi bir elektrik kesintisine karşı sistemler hidrolik emniyete sahip olmalıdır.

#### Ultraviole Su Sterilizasyonu

- Yüksek frekansa sahip elektromanyetik dalgalar ve düşük basınçtaki cıva buharı lambalar vasıtasıyla dezenfeksiyon yapabilmelidir.
- Her hangi bir arıza durumunda sesli ve ışıklı alarm mekanizması olmalıdır
- Mikro işlemci kontrollü olup, suyun transmisyon oranını ölçüp dezenfeksiyon yapmadığı durumlarda ikaz edilebilmelidir.
- Mikro işlemci otomatik kontrollü kelebek tip durulama ve otomatik kontrollü kelebek tip vanalar bağlanması durumunda sisteme alarm anında müdahale edebilmelidir.
- Her lamba 80 W lık güce sahip olmalıdır
- İşletme basıncı 10 bar olmalıdır
- %50 su geçirgenliğinde minimum 30 mJ/cm<sup>2</sup> enerji yayabilmelidir.
- Gövdesi paslanmaz çelik olmalıdır
- Lamba ömrü 8000-10000 saat olmalıdır
- UV ışını dalga boyu 254 nm olmalıdır
- Lamba tüpleri quartz malzemedden yapılmış olmalıdır.

## 6. YANGIN TESİSATI

Binada yer alacak mekanik yangın tesisatı, yangın söndürme sistemi, duman tahliye sistemi ve basınçlandırma sistemlerinden oluşmaktadır.

### 6.1 Yangın Söndürme Sistemi

Yangın söndürme sistemleri iki ana grup altında toplanabilir. Sulu yangın söndürme sistemleri ve kuru yangın söndürme sistemleri. Sulu sistem en yaygın olarak kullanılan yöntemdir, ancak yangın söndürme sisteminin tesis edileceği mekanların özelliklerine göre kuru sistemlerde kullanılabilir.

Bina kullanım açısından NFPA normlarına göre değerlendirildiğinde, orta tehlike sınıfı içinde yer almaktadır.

Bina içinde yer alan otopark kısmında kuru yangın söndürme sistemi kullanılacaktır. Soğuk kış aylarında donma tehlikesinden dolayı sulu sistemin kullanılmasında sakıncalar olabilir. Bina içinde yer alan diğer mekanlarda ise sulu yangın sistemi tesis edilecektir. Sulu yangın sisteminde esas olarak sprinkler sistemi kullanılacaktır. Temel olarak söndürme işleminde su kullanılacağından, yangın durumunda gerekli olan su ihtiyacını karşılamak için yangın sisteminde kullanılacak bir su deposu tesis edilecektir ve bu depo sadece yangın sistemine su sağlayacaktır. Depo hacmini belirlemek için aşağıdaki çizelge 6.1 ve 6.2 yi kullanabiliriz.

Çizelge 6.1 Sprinkler söndürme sistemleri için su ihtiyacı (NFPA 13 sprinkler kurulum ve kullanım standardı)

Bina Sınıfı	Debi l/dak	Süre dak
Düşük Tehlike	1000	45
Orta Tehlike	2000	60
Yüksek Tehlike	Hesap ile belirlenir.	

Çizelge 6.2 Yangın dolapları için ilave edilecek su ihtiyaçları (NFPA 13 sprinkler kurulum ve kullanım standardı)

	Yangın Dolabı (l/dak)	Hidrant Debisi (l/dak)	Süre (dak.)
Düşük Tehlike	100	400	30
Orta Tehlike	100	1000	60
Yüksek Tehlike	200	2000	90

Bina içinde hem sprinkler hem de yangın dolapları ve hidrantları kullanılacaktır. Bu durumda her iki çizelgeyi de göz önünde bulundurularak depo kapasitesi hesabı yapılmalıdır.

### 6.1.1 Sprinkler Sistemi

Sprinkler sistemi son zamanlarda en yaygın olarak kullanılan sulu söndürme sistemlerinden birisidir. İstatistiksel incelemelere göre, otomatik sprinkler sistemine sahip olan binalarda çıkan yangınların %95 i daha başlamadan söndürülmüştür. Otomatik sprinkler sistemleri, bir yangın çıktığında kendiliğinden devreye giren ve alevlerin üzerine su püskürterek yangını söndüren veya yayılmasını engelleyen sistemlerdir. Sprinkler sistemleri yangına müdahalenin zor ve yangın yükünün fazla olduğu binalarda ve özellikle topluma açık binalarda tercih edilir. Hem başlangıçta yangının söndürülmesini sağlar ve hem de algılanma sistemlerinde olduğu gibi yangının başlangıcında ilgili kısımları uyarabilir. Binada otopark alanı dışında ıslak sprinkler sistemi kullanılacaktır. Islak sprinkler sistemleri basınçlı su ile dolu bir boru ağı kullanarak sabit yangın söndürme sağlayan ve uygun sprinklerden fişkıran su ile yangını kontrol altına alan ve söndüren sistemlerdir. Bu sistemler, donma tehlikesi olmayan mahallerde tercih edilir. Sistemi oluşturan ana parçalar; kontrol valfleri, itfaiye bağlantısı, su akış indikatörü, ıslak alarm valfi ve sprinkler başlıklarıdır. Yangın meydana geldiğinde açığa çıkan ısı sprinklerin açılarak (cam tüpünün patlamasıyla), suyun akmasına neden olur. Bu esnada ıslak alarm valf klapesi açılır ve sistem devamlı olarak beslenir. Sprinkler sistemlerine suyu sağlayan sabit boru tesisatı çapının belirlenmesi için tablolardan veya hidrolik hesaplardan faydalanılır. Çizelge 6.3 de sprinkler adedine göre bağlantı borusu çapları verilmektedir.

Çizelge 6.3 Sprinkler adedine göre bağlantı borusu çapı (NFPA 13 sprinkler kurulum ve kullanım standardı)

Boru Çapı (inch)	Sprinkler Sayısı (Hafif Tehlike Sınıfı)	Sprinkler Sayısı (Hafif Tehlike Sınıfı)
1"	2 Sprinkler	2 Sprinkler
1 ¼"	3 Sprinkler	3 Sprinkler
1 ½"	5 Sprinkler	5 Sprinkler
2"	10 Sprinkler	10 Sprinkler
2 ½"	30 Sprinkler	20 Sprinkler
3"	60 Sprinkler	40 Sprinkler
3 ½"	100 Sprinkler	65 Sprinkler
4"	Koruma Alanı Sınırlaması Vardır	100 Sprinkler
5"	Gereksizdir	160 Sprinkler
6"	Gereksizdir	275
8"	Gereksizdir	Koruma Alanı Sınırlaması Vardır

Binanın yangın riski sınıfına göre (sprinkler sisteminin herhangi bir besleme kolonuna bağlanan) sprinklerlerin koruduğu birim kat için; en büyük koruma alanı düşük ve orta tehlike sınıfı için 4800 m<sup>2</sup>, ve yüksek tehlike sınıfı için en fazla 2300m<sup>2</sup> değerinde olmalıdır.

Bir sprinkler sistemi kurarken dikkat edilmesi gereken en önemli husus, korumasız alan bırakılmamasıdır. Teorik olarak en ideali binanın her yerine sprinkler döşemek olsa bile NFPA 13 de ön görülen sprinkler sistemlerinde binaların merdiven, asansör boşlukları vb.. yerlerine sprinkler yerleştirme şartı getirilmemiştir. Sprinkler başlıkları 7 m<sup>2</sup> ila 21 m<sup>2</sup> arasındaki alanları koruyacak şekilde, binanın risk durumuna göre ve standartlara uygun olarak yerleştirilmelidir.

Ele alınan binada bir adet sprinklerin koruma alanı 9 m<sup>2</sup> olarak belirlenmiştir. Sprinklerlerin birbirine olan mesafesi 3 m dir. İki sprinkler arası mesafe 180 cm değerinden az olursa, yangın anında bir sprinklerden fişkıran su diğer sprinkleri soğutacak ve çalışmasını durduracaktır. Bunun için iki sprinkler arası uygulanması gereken minimum mesafe 1,8 m dir. Binanın üst katında (2. kat) yer alan ortak alanlarda, sprinklerler yangın anında çatıya doğru su püskürtecek şekilde seçilmiştir. Bunun nedeni yangın anında evvela çatıyı soğutarak çatının çökmesini engellemektir. Diğer mahal içlerinde ise, aşağı yönde su püskürten asma tavan sprinklerleri kullanılacaktır.

### 6.1.2 Yangın Dolapları

Yangın çıkan yerdeki kişilerin hemen müdahalesi için binalarda kısaca yangın dolabı şeklinde adlandırılan sabit boru-hortum sistemlerine ihtiyaç vardır. Yangın dolapları taşınabilir söndürme cihazlarının yetersiz kaldığı durumlarda yangın söndürmede kullanılan ikinci ve önemli adımdır. Ancak yangın dolapları sprinkler sistemlerinin alternatifi değildir. Önemli yapılarda her iki sistem birbirini tamamlayıcı özellik taşır.

Yangın dolapları her katta ve prensip olarak diğer yangın dolabını koruyabilecek mesafelerde olmalıdır. Donma tehlikesinin olduğu mahallerde yangın dolapları burada tesis edilmiş olan kuru sprinkler sistemine bağlanmalı ve donma riski ortadan kaldırılmalıdır. Yangın dolapları girişlerinde NFPA 14, 5.8.1.'e göre max. basınç 6.9 bar olmalıdır. Yine sprinkler hatlarında sprinkler ağzındaki basınç min. 0.5 bar, max. 12 bar'dır. Bu basıncın üstünde olan katlar için basınç düşürücü vana kullanılması gerekmektedir. Yangın dolaplarına ayrı zonlama yapılması basıncın düşürülmesi açısından faydalı olacaktır.

### 6.1.3 Yangın Pompası

Yangın pompaları, sulu söndürme sistemlerine basınçlı su sağlayan, anma deb ve anma basınç değeri ile ifade edilen pompalardır. Elektrikle çalışan pompanın yanında yangın anında elektrik kesilmesi ve jeneratörün devreye girememesi gibi ihtimalleri de göz önünde bulundurarak asıl yangın pompasının yanında aynı kapasiteli dizel pompa konmasında yarar vardır. Yangın pompasının basma yüksekliği aşağıdaki değerlerin cebirsel toplamı ile belirlenir.

- hizmet verilen zon veya sistemin üst noktasında gerek duyulan basınç değeri (mSS)
- pompadan en yüksekteki hortum vanası arasındaki sürtünme kaybı
- pompa ile en yüksekteki hortum vanası arasındaki sürtünme kaybı değeri

Sistemde bulunması gereken yangın pompasının debisi, aynı anda çalışacak sprinkler ve yangın dolaplarını besleyebilecek miktarda olmalıdır. NFPA'ya göre aynı anda 12 sprinklerin 3.4 bar basınçta açılacağı hesaplanmalıdır. Sprinkler debisi çizelge 6.1 den 1000 l/dak olarak belirlenir. Buna ilave olarak yangın dolapları ve yangın hidrantları için de 5000 /dak ilave debi eklenmelidir. Tüm bunlar toplandığında 360 m<sup>3</sup>/h lik bir pompaya ihtiyaç olduğu ortaya çıkar. Pompanın basma yüksekliği yukarıda belirtilen koşullara göre 85 mSS değerindedir. Bu durumda 180 m<sup>3</sup>/h debide 100mSS basma yüksekliğine sahip iki adet yangın pompası kullanılacaktır. Yangın pompasını yanında hat içindeki basınçları karşılamak üzere yangın jockey pompası da kullanılmalıdır. Jockey pompasının debisi 4 m<sup>3</sup>/h basma yüksekliği 110 mSS olarak belirlenmiştir.

Sistem için bulundurulması gereken yangın suyu rezervi yangın pompalarını en az bir saat süreyle besleyecek kapasitede olmalıdır. Bu durumda deponun en az 360 m<sup>3</sup> hacminde olması gerekir. Depodaki suyun temiz olması ve kesinlikle başka amaçlar için kullanılmaması gerekmektedir.

### 6.2 Duman Tahliye Sistemi

Yapılan istatistiklerde, ölümle sonuçlanan yangınlarda, ölüm nedeni %90'ın üstünde bir oranla boğulmadır. Ayrıca yangın sırasında çıkan duman binanın en yüksek yerinde, yani çatının altında toplanarak aşırı sıcaklık ve basınç yaratır. Bu basınç çatıda çökmelere neden olur. Bu nedenlerle yangın anında dumanın tahliye edilmesi çok önemli bir konudur. Duman tahliyesiyle çatı çökmeleri önleneceği gibi, binada oksijenin tükenme süresi de uzar, böylece insanların boğularak ölmesi riski de azalmış olur. Duman tahliyesi için çatıda tesis edilmesi

gerek duman damperlerinin toplam alanı, çatı alanının %1 i olarak belirlenmiştir. Duman damperleri yangın anında otomatik olarak açılarak, bina içinde biriken dumanın dışarı tahliye edilmesinde kullanılacaktır. Buradan akla bir soru gelmekte. Yangın olan mekan içinde ne kadar oksijen varsa, yangın da o kadar uzun sürecektir. Peki bu durumda neden duman tahliye damperleri koyarak yangının daha uzun sürmesi sağlanmakta. Aslında bu konu pek çok kişi tarafında tartışılmaktadır. Öncelik yangını söndürme mi yoksa kişileri kurtarmak mı sorusuna kesin bir cevap bulunduğu anda bu sorunun da cevabı elde edilmiş olacaktır.

### 6.3 Basınçlandırma Sistemleri

Yangın anında insanların kaçış noktalarından en önemlisi merdivenlerdir. Yangın anında bu alanların içine kesinlikle duman girmesi engellenmelidir. Kaçış ve tahliyenin yanı sıra, binada çıkan yangına müdahale edecek itfaiye erlerinin de iç ortamlara kolay bir şekilde ulaşabilecekleri noktalar da merdivenlerdir. Bu durumda merdivenlerin içine duman girmesinin engellenmesi gerekmektedir. Bunu sağlamak için merdiven alanlarında basınçlandırma uygulamak gerekir. Merdiven alanı ile binanın iç alanı arasında +30-50 Pa değerinde bir basınç farkı oluşturulabilirse, duman merdiven alanı içine sızamayacaktır. Basınçlandırma için gerekli hava debisi 7.1 denklemi ile hesaplanabilir.

$$V = 0,559 \times N \times A_{sb} \left( \frac{\Delta P_{sb}^{3/2} - \Delta P_{sbb}^{3/2}}{\Delta P_{sb} - \Delta P_{sbb}} \right) \quad (6.1)$$

En üst kottaki basınç farkı 40 Pa, en alt kottaki basınç farkı 25 Pa değerindedir. bu durumda basınçlandırma için gerekli hava debisi;

$$V = 0,559 \times 4 \times 0,04 \left( \frac{40^{3/2} - 30^{3/2}}{40 - 30} \right)$$

$V = 0,80 \text{ m}^3/\text{s} = 2900 \text{ m}^3/\text{h}$  olarak bulunur. bina içinde aynı özellikler 5 adet merdiven bulunduğu anda, 5 adet basınçlandırma fanı kullanılacaktır. Her bir fan debisi  $2900 \text{ m}^3/\text{h}$  değerinde olacaktır. Basınçlandırma için verilen havanın herhangi bir kanal sistemi ile merdiven alanına verilmesine gerek yoktur. Bina şayet çok katlı bir bina olmuş olsaydı, bu debinin kanallar ile taşınarak ara katlardan da merdiven alanı içine verilmesi gerekebilirdi. Ancak burada bina sadece 4 kattan ibaret olduğundan, söz konusu debinin binanın en üst katından üfleme yeterlidir. Basınçlandırma fanları bir yangın durumunda çalışacaktır.

Yangına yönelik bu tedbirlerin yanında NFPA 101 can güvenliği kodundan yararlanılarak

inşai tedbirlerde alınabilir. Binada yer alan hava kanallarının içine yangın damperleri konmuştur. Ayrıca, bina yangın duvarlarıyla zonlara ayrılabilir. Ancak bu uygulama bu binada gerçekleştirilmemiştir.

Otopark alanında ise suyun donma riskinden dolayı kuru yangın sistemi kullanılmıştır. Kuru sprinkler sistemi, içinde su bulunmayan bir su dağıtım sistemiyle sprinkler başlıklarından meydana gelir. Bu sistemde kuru sistem valfinden sprinkler başlıklarına kadar olan boru normal şartlarda basınçlı hava veya azot gazı ile doldurulur. Yangın anında açığa çıkan ısı ile sprinkler açılır ve sistemden basınçlı gaz kaçar. Basıncın belli bir değer düşmesi ile kuru alarm valfi açılır ve su borular içinde akmaya başlar.



## 7. OTOMATİK KONTROL

### 7.1 Bina Otomasyon Sistemi

Bina içinde merkezi otomasyon sistemi kurulacaktır. Bina Otomasyon Sistemi (BOS) cihaz izleme, kontrol, alarm yönetimi, enerji yönetimi, tarihsel bilgi toplama ve arşivleme gibi çeşitli ve değişik bina fonksiyonlarının entegrasyonunu gerçekleştirecek yapıda olacaktır.

BOS aşağıda belirtilen kısımlardan oluşmalıdır.

- Merkezi Bilgisayar ve Yazıcı
- Bina Otomasyon Sistem Yazılımı
- Taşınabilir Servis Terminali
- Network Kontrol Ünitesi NCU
- Bağımsız Programlanabilir DDC Kontrol Cihazı
- Saha Malzemeleri

BOS modüler yapıda olacak ve ilave saha malzemesi, NCU ve Merkezi Bilgisayarlar ile sistemin kapasitesi ve özelliklerini genişletmek mümkün olacaktır.

NCU, Merkezi Bilgisayara bağımlı olmaksızın kendine bağlı bağımsız Programlanabilir DDC Kontrol Cihazlarına ulaşarak bilgi gönderme ve alma yapabilecektir. Ayrıca, NCU ile Merkezi Bilgisayara alarm raporları gönderilecektir. Otomasyon sisteminde kullanılacak kontrol yazılımı aşağıda belirtilen tüm kontrol algoritmalarını gerçekleştirebilecek kapasitede olacaktır;

- İki Komumlu Kontrol
- Oransal Kontrol
- Oransal İntegral Kontrol
- Oransal İntegral Türevsel Kontrol
- Otomatik Kontrol Çevrim Ayarlaması
- Şebeke Enerjisi Kesilip Geri Gelmesinden Sonra Cihazların Sıralı Olarak Devreye Alınması

Kontrol Yazılımı aşağıda belirtilen tüm Enerji Yönetim Algoritmalarını gerçekleştirecektir.

- Günlük Zaman Programı
- Takvim Bazlı Programlama
- Tatil Günleri Programlama
- Geçici Zaman Program Müdahalesi
- Optimum Start
- Optimum Stop
- Gece Sıcaklık Set Değeri Kontrolü
- Entalpi Kontrolü ve Dış Hava Sıcaklığı Ekonomi İşletmesi (Ekonomizer)

- Pik Yük Limitlemesi
- Sıcaklık Kompanzasyonlu Yük Kontrolü
- Fan Hız Kontrolü
- Isıtma / Soğutma Kitlemeleri
- Soğutma Grubu Sıralı Kontrolü
- Soğutma Grubu Çalışma Optimizasyonu

## 7.2 Cihazların Otomasyonu

Isıtma ve soğutma sisteminde kullanılan cihazların kontrolü için kullanılan cihazlar yukarıda kısaca açıklanan bina otomasyon sistemine bağlanacaktır.

### 7.2.1 Klima Santrallerinin Otomasyonu

Klima santrallerini hesaplarken yapılan sınıflandırmayı, otomatik kontrol sisteminde de uygulanmıştır.

#### 7.2.1.1 Karışım Havalı Klima Santralleri

Karışım havalı klima santrallerinin kontrol şeması şekil 7.2 de verilmiştir. İçeri beslenen hava debisi değeri sürekli aynı olarak kalacaktır. Bu yüzden üfleme fanı üzerinde her hangi bir kontrol elemanı yerleştirilmemiştir. Sadece fan arızasını bildiren diferansiyel basınç anahtarı vardır. Merkezi kontrol ünitesinden fan çalışması bu anahtar vasıtasıyla kontrol edilebilir. Soğutma serpantini kontrolünde 3 yollu karışım motorlu vanalar kullanılmıştır. Hava debisi sürekli sabit olduğundan, iç ortam sıcaklık değeri ile üfleme havası sıcaklık değeri ölçümleri kıyaslamasına göre motorlu vana açıp kapanacaktır. Geri beslemeli kontrol tipi uygulanmıştır. Dışarıdan alınan hava miktarını kontrol etmek için motorlu oransal damper kullanılmıştır. Klima santrali üzerinde ekonomizer ünitesi komularak geçiş mevsimlerinde free cooling imkanı sağlanabilecektir. Bu durumda dış hava damperi, ekonomizer ünitesinden gelecek sinyal ile açılıp kapanabilir özellikte olacaktır. Dış havanın filtresinde yer alan filtre kirlilik duyar elemanı, filtre giriş ve çıkışındaki basınç değerlerini kıyaslayarak filtrenin kirlilik durumunu kontrol eder. Dış sıcaklık değeri, tasarım değerlerinin çok üstünde olduğu durumlarda egzost havası damperi kapanarak %100 iç hava sirkülasyonlu soğutma sağlanacaktır. Egzost havası, dış hava ve by pass havası damperleri birbirleriyle zıt şekilde çalışması sağlanmıştır (egzost damperi tam kapandığında, by pass damperinin açılması gibi).

Kış çalışmasında da kontrol sistemi benzer şekilde çalışacaktır. Kış çalışmasında meydana

gelebilecek donma riski için iki kademeli güvenlik termostatları kullanılmıştır. Isıtma serpantininin çıkışına kapiler borulu donma termostatu konmuştur. İkinci güvenlik adımı ısıtma serpantininden çıkan su sıcaklığını ölçen sıcaklık duyar elemanıdır. Hava tarafına yerleştirilmiş olan donma termostatu  $+5^{\circ}\text{C}$  sıcaklığına ayarlanmıştır. Su tarafında yer alan sıcaklık duyar elemanı ise  $+15^{\circ}\text{C}$  sıcaklığına ayarlanmıştır. Isıtma serpantininden çıkan hava sıcaklığı  $+5^{\circ}\text{C}$  değerinin altında veya serpantinden çıkan su sıcaklığı  $15^{\circ}\text{C}$  değerinin altına düşerse, kontrol odasına donma mesajı yollanacaktır. Donma alarmı geldiğinde, egzost aspiratörü ve besleme fanı duracak, damperler kapalı konuma gelecek iki yöllü kontrol vanası tam olarak açılarak serpantin içinde sıcak su sirkülasyonu sağlanacaktır. Yangın durumunda tüm klima santralleri kontrol odasından otomatik olarak kapatılacaktır. Şekil 7.2 de karışım havalı klima santrallerinin otomatik kontrol şeması verilmiştir.

### 7.2.1.2 %100 Dış Havalı Klima Santralleri

%100 dış havalı klima santrallerinden iç ortama beslenen hava, ısıtma soğutma amaçlı değil sadece insanların ihtiyacı olan taze havanın sağlanması amacıyla tasarlanmıştır. Hava miktarı insan sayısına göre hesaplanmaktadır. İnsan sayısının yoğun olmadığı saatlerde tam kapasitede hava beslemesi yapmak ekonomik bir yol değildir. Bu yüzden besleme havası fanı, iç ortamda yer alan entalpi sensörlerinden gelecek sinyale göre devir sayısını artıracak veya azaltacaktır. Egzost fanı da besleme fanına bağlanarak aynı tepkiyi vermesi sağlanacaktır. Kış çalışmasında dışarıdan alınan havanın nemlendirilmesinde kullanılan nemlendirici ünite de ısıtma serpantininden çıkan havanın nem değerini ölçen higrostat ile kontrol edilecektir. Bu klima santrallerinde de cihaz üzerine ekonomizer ünitesi yerleştirilerek, geçiş mevsimlerinde uygun dış hava sıcaklıklarında free cooling yapılabilme imkanı sağlanacaktır. Özellikle soğutma yükünün tüm yıl boyunca sabit olacağı iç zonlarda bu işlem ile önemli derecede tasarruf sağlanabilir. Kış çalışmasında meydana gelebilecek donma riski için iki kademeli güvenlik termostatları kullanılmıştır. Isıtma serpantininin çıkışına kapiler borulu donma termostatu konmuştur. İkinci güvenlik adımı ısıtma serpantininden çıkan su sıcaklığını ölçen sıcaklık duyar elemanıdır. Hava tarafına yerleştirilmiş olan donma termostatu  $+5^{\circ}\text{C}$  sıcaklığına ayarlanmıştır. Su tarafında yer alan sıcaklık duyar elemanı ise  $+15^{\circ}\text{C}$  sıcaklığına ayarlanmıştır. Isıtma serpantininden çıkan hava sıcaklığı  $+5^{\circ}\text{C}$  değerinin altında veya serpantinden çıkan su sıcaklığı  $15^{\circ}\text{C}$  değerinin altına düşerse, kontrol odasına donma mesajı yollanacaktır. Donma alarmı geldiğinde, egzost aspiratörü ve besleme fanı duracak, damperler kapalı konuma gelecek iki yöllü kontrol vanası tam olarak açılarak serpantin içinde sıcak su sirkülasyonu sağlanacaktır. Yangın durumunda tüm klima santralleri kontrol odasından

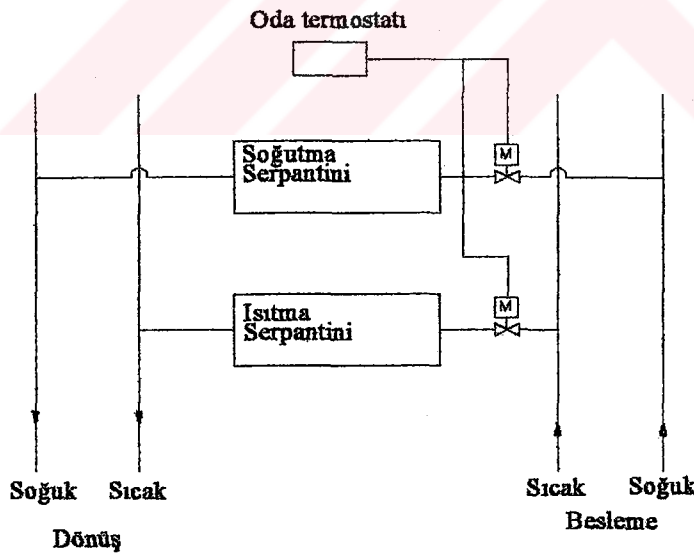
otomatik olarak kapatılacaktır. Şekil 7.3 de karışım havalı klima santrallerinin otomatik kontrol şeması verilmiştir.

### 7.2.1.3 Su Soğutma Grubu (Chiller)

Sistemde 5 adet su soğutma grubu bulunmaktadır. Her birinin kontrol şeması aynıdır. Gidiş ve dönüş su hatları üzerinde daldırma tip sıcaklık duyar elemanları yerleştirilmiştir. Su dönüş hattı üzerinde su basıncını kontrol eden presostat yerleştirilmiştir. Bu sayede hat içindeki su miktarı kontrol edilecektir. Su miktarında sızıntılardan dolayı azalma meydana geldiğinde, presostat soğuk su beslemesi üzerinde yer alan selenoid valfi açarak sisteme make up su verilmesinin sağlayacaktır. Soğutma grubu sirkülasyon pompaları sabit devirli olarak seçildiğinden her hangi bir kontrol yoktur.

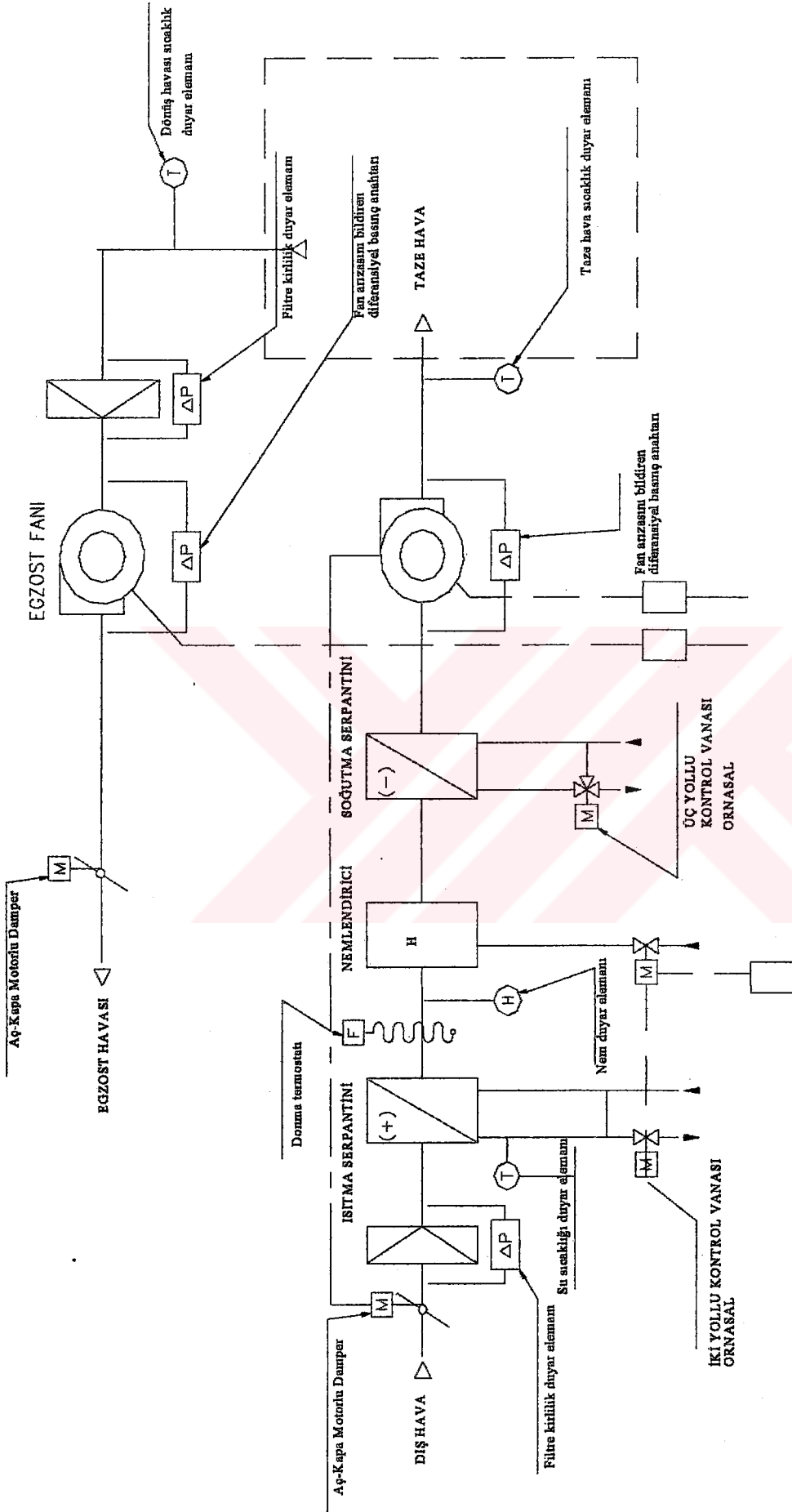
### 7.2.1.4 Fan Coil Üniteleri

Fan coil ünitelerinde bulunan ısıtma ve soğutma serpantinlerine giriş borularında iki yönlü motorlu vanalar ile kontrol imkanı sağlanacaktır. Oda termostatu bu vanalar üzerine hükmedecektir. Termostatın ünite fanını kontrol etmesi durumunda, fanın aç kapa çalışma durumunda kısa zamanda arızalanabilme riski vardır.

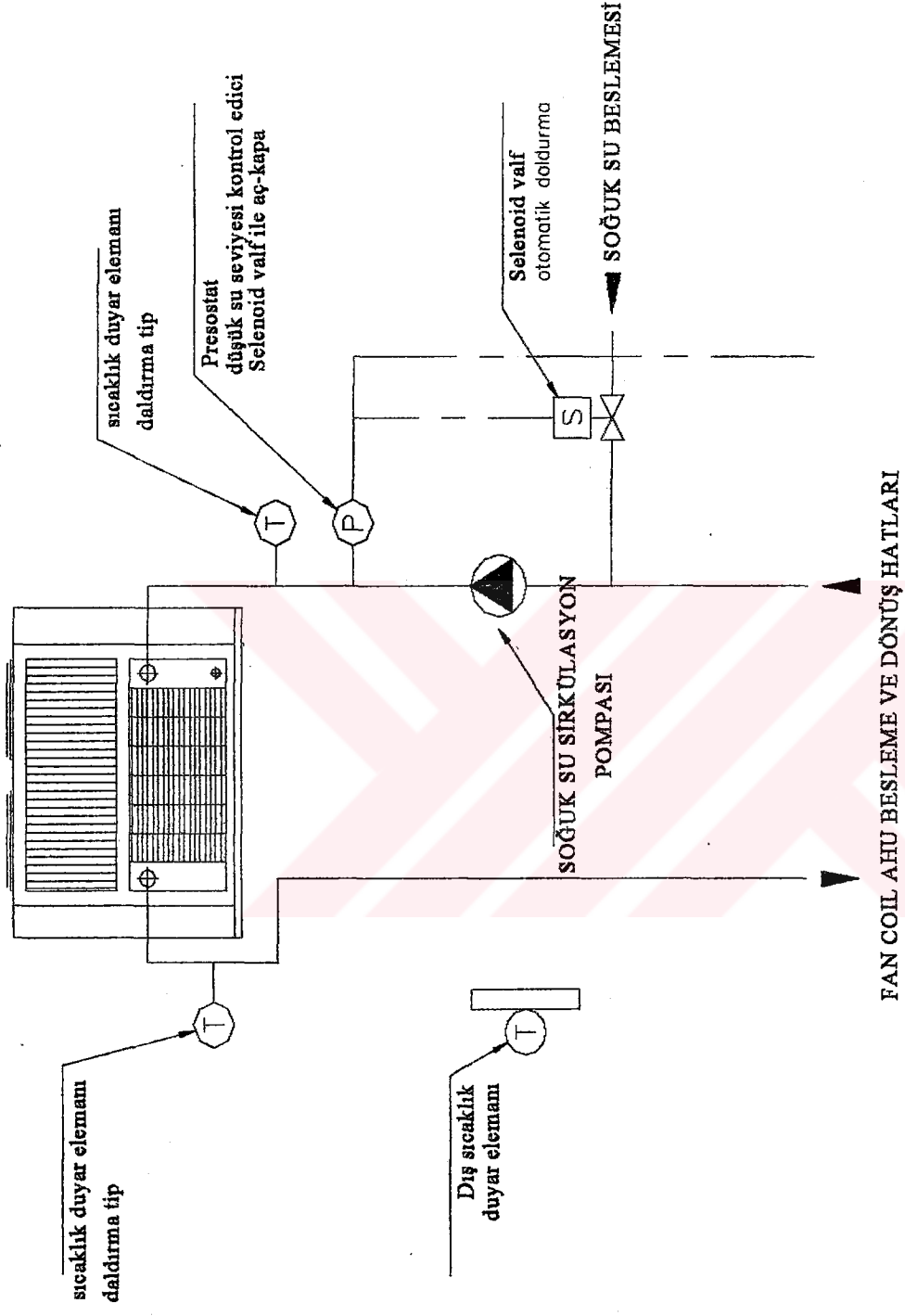


Şekil 7.1 Fan coil ünitesi otomatik kontrol şeması





Şekil 7.3 %100 dış havalı klima santrali otomatik kontrol şeması



Şekil 7.4 Chiller otomatik kontrol şeması

## 8. MEKANİK TESİSATIN DEPREM KORUMASI

Türkiye maalesef depremlerin sık bir şekilde yaşandığı, önemli bir bölümü 1. dereceden deprem kuşağı içinde yer alan bir coğrafya içinde yer almaktadır. Bu durum göz önünde bulundurularak, yapının statüğünde olduğu gibi, mekanik tesisatının kurulmasında da bir takım önlemlerin alınması gerekir. Bu güne kadar mekanik tesisat tasarımında ve uygulanmasında sismik koruma ülkemizde dikkate alınmayan bir konu olarak kalmıştır.

Mekanik tesisatın sismik korunmasında amaç bina tahrip olmadığı, tamir edilebilir olduğu halde mekanik sistemin göçmesinin veya tahrip olmasının önlenmesidir. Sismik koruma için öncelikle tasarımcının karar vermesi gereken bir dizi konu vardır. Örneğin cihaz ne olursa olsun yerinde kalması yeterli midir? Yoksa cihaz, küçük tahribatlarda bile olsa, yerinde kalabilsin ama çalışmaya devam edebilsin mi? Bu karar dolayısıyla cihazın ne derecede hayati olduğuna bağlıdır. Ana taze hava besleme sistemi fanı ve tesisatı veya ana su besleme sistemi pompası ve tesisatı gibi birinci derecede önemli ekipmanlar ve tesisat, depremden sonra da çalışmaya devam edebilmelidir. Ama örneğin tuvalet egzost aspiratörü çalışmasa da, sadece etrafa zarar vermeden yerinde kalabilse yeterlidir. Bu karar cihaz montajı için gerekli elemanların seçimi için esastır.

Katı olarak bağlanan ekipmanlarda bir deprem esnasında her hangi bir sorun yoktur. Bu şekilde bağlanmış olan cihazlar bina ile birlikte hareket ederler ve bağlantılarda bir sismik kuvvet artışı etkisi görülmez. Yapılan bağlantı yeterince kuvvetli ise, deprem sırasında cihaz yerinde kalacaktır. Bu nedenle elektrik jeneratörü ve yangın pompaları gibi sadece acil durumlarda kısa süreli çalışan hayati öneme sahip ekipmanlar mümkünse binaya katı bağlanmalı, titreşim izolasyonu yapılmamalıdır. Sürekli olarak çalışan ve bir titreşim kaynağı olan havalandırma fanları, pompalar, soğutma grupları gibi ekipmanlar ise titreşim izolatörleri üzerine monte edilmelidir. Titreşim izolatörleri üzerine oturtularak yapıya bağlanan cihazlar, deprem sırasında yapı ile farklı fazda salınım hareketi içinde olabilirler. Titreşim izolatörünü taşıyan bina ana yapısı ekipman ile ters yönde bir hareket yapıyorsa, deprem kuvveti çok daha şiddetli olarak bağlantıya etki eder veya sistem deprem salınımlarından dolayı rezonansa girebilir. Bu duruma sismik kuvvet artışı etkisi denir. Bu durum sonucunda cihaz yerinden kapar ve tahrip olur. Bu nedenle deprem sırasında cihazla yapı arasındaki izafi hareketleri sınırlandıracak ve cihazın yerinde kalmasını sağlayacak bağlantı elemanlarına ihtiyaç vardır. Bu bağlantı elemanlarına sismik sınırlayıcı denir. Sismik sınırlayıcılar deprem sırasında ekipmanın sallanmasını sınırlar ama normal çalışma sırasındaki titreşimlere (titreşim izolasyon sistemine) kesinlikle etki etmezler. Sadece sismik faaliyet sırasında devreye girerek

etkili olurlar.

Boru ve kanallarda da aynı şekilde sismik faaliyetlere karşı önlem almak gerekir. Boru ve kanallar özel bağlantı elemanları ile yapıya bağlanırlar. Bu elemanlar sayesinde, boru ve kanallarda deprem anında yapı ile birlikte hareket edecektir. Burada kullanılacak olan bağlantı elemanları çeşitli tip mesnetlerde olduğu gibi katı olabilir veya belirli yönlerde hareket serbestliği sağlayan askı, titreşim izolatörü askı, gibi esnek olabilirler. Sismik korumada boru ve kanalların yapıya sabitlenmesi esastır. Boru ve kanal deprem esnasında yapı ile birlikte hareket edecektir. Buna karşılık cihaz bağlantıları esnek olacak ve cihazla boru veya kanal bağımsız hareket edebileceklerdir.



## 9. EKİPMAN LİSTESİ ve SİSTEME AİT AÇIKLAMALAR

Bu kısma kadar yapılmaya çalışılan mekanik tesisat sistemi hesaplarıyla seçilen ekipmanları ve ekipmanların elektrik sarfiyatlarını çizelge 9.1 de verebiliriz.

Çizelge 9.1 Ekipman listesi

Ekipman	Adet	Birim Güç	Toplam Güç
		kW	kW
Chiller	5	450	2250
Fan Coil Üniteleri	153	0,7	107,1
Hidrofor	2	7	14
Yangın Pompası	2	75	150
Yangın Jockey Pompası	2	2	4
<b>Pompalar</b>			
Chiller Sirkülasyon Pompası	5	19	95
FC1 Soğutma Sirkülasyon Pompası	2	17	34
FC 2 Soğutma Sirkülasyon Pompası	2	20	40
KC 1 Soğutma Sirkülasyon Pompası	2	23	46
KC 2 Soğutma Sirkülasyon Pompası	2	18	36
FC 1 Isıtma Sirkülasyon Pompası	1	2,5	2,5
FC 2 Isıtma Sirkülasyon Pompası	1	2,7	2,7
KC 1 Isıtma Sirkülasyon Pompası	1	12	12
KC 2 Isıtma Sirkülasyon Pompası	1	10	10
<b>Aspiratörler</b>			
AHU 1 Bodrum Mağazalar	1	4,9	4,9
AHU 2 Zemin Mağazalar	1	5,8	5,8
AHU 3-4 Kuzey Güney Mağazalar	2	5,7	11,4
AHU 5 Orta Mağazalar	1	9,7	9,7
AHU 6-7 Büyük Mağaza 1	2	8,4	16,8
AHU 8-9 Güney-Kuzey Fast Food			
AHU 10 Bodrum Ortak Alan	1	15,3	15,3
AHU 11 Zemin Ortak Alan	1	13,2	13,2
AHU 12 1. Kat Ortak Alan	1	19,8	19,8
AHU 13 2. Kat Ortak Alan	1	21,8	21,8
AHU 14 Food Court	1	37,1	37,1
AHU 15-16 Hipermarket	2	34,5	69
Fast Food Egzsot Aspiratörleri	20	5	100
Depo	1	4,3	4,3
WC	8	0,7	5,6
Otopark	2	39,2	78,4
<b>Vantilatörler</b>			

AHU 1 Bodrum Mağazalar	1	6,9	6,9
AHU 2 Zemin Mağazalar	1	8,4	8,4
AHU 3-4 Kuzey Güney Mağazalar	2	8,4	16,8
AHU 5 Orta Mağazalar	1	13	13
AHU 6-7 Büyük Mağaza 1	2	12,2	24,4
AHU 8-9 Güney-Kuzey Fast Food	2	20,3	40,6
AHU 10 Bodrum Ortak Alan	1	22,6	22,6
AHU 11 Zemin Ortak Alan	1	20,4	20,4
AHU 12 1. Kat Ortak Alan	1	29,5	29,5
AHU 13 2. Kat Ortak Alan	1	31,9	31,9
AHU 14 Food Court	1	55,6	55,6
AHU 15-16 Hipermarket	2	64,5	129

Tesisatta kullanılacak olan başlıca ekipmanların toplam elektrik sarfiyatı 3616 kW değerindedir. En büyük elektrik sarfiyatı su soğutma gruplarının (chiller) çalışmasıyla gerçekleşmektedir. Bu durumda chillerler için en ekonomik çalışma koşulunun ve en ekonomik chiller kombinasyonunun seçilmesi gerekir.

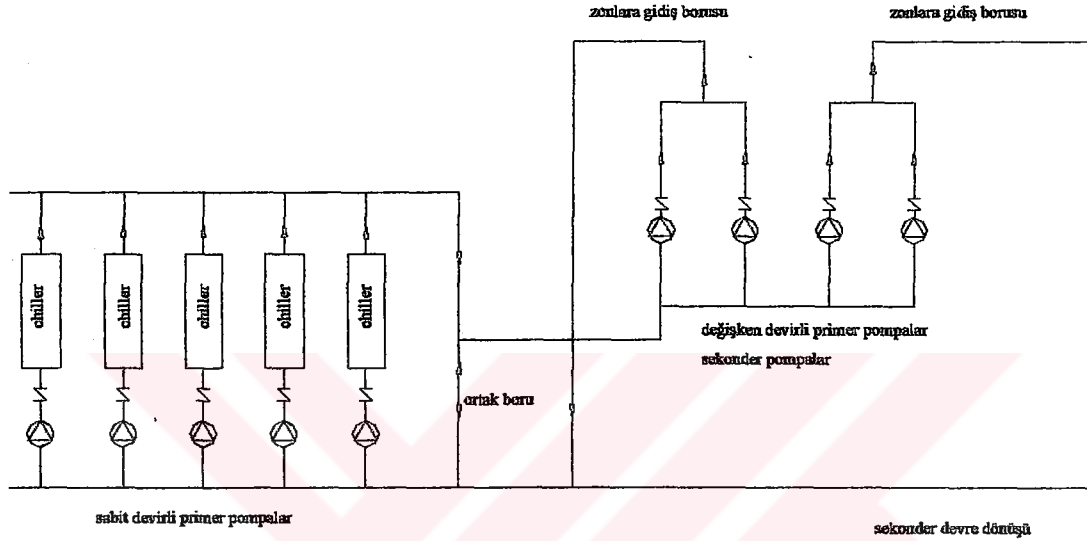
Sistem içinde enerji etkinliği açısından değişken hacimli pompalama sistemi kullanılacaktır. Soğutma sisteminde primer-sekonder pompalama prensibi uygulanacaktır. Primer pompalar sabit debili pompalar olup sadece chillerlere su pompalamakta kullanılırken, sekonder pompalar değişken debili olup FC ve KC kolonları için soğuk su pompalamasında kullanılacaktır. Değişken debili pompalama sisteminin tasarımında göz önünde bulundurulması gereken üç önemli tasarım kriteri vardır.

- Ortak boru (by pass borusu)
- Chiller sıralaması
- Kontrol vanaları ve harekete geçirici ekipmanlar

Ortak boru tasarımı primer-sekonder pompalama sistemlerinin performansı açısından en önemli hususudur. Ortak borunun fonksiyonu primer ve sekonder pompa devrelerini hidrolik açıdan birbirinden ayırmak ancak bu devreler arasında ısıl etkileşimin devam etmesini sağlamaktır. Sistem performansının tam olarak sağlanabilmesi için ortak boru tasarımında dikkat edilmesi gereken hususları şöyle sıralayabiliriz;

Ortak boruda meydana gelen maksimum boy kaybı, 0.5mSS değerinin geçmemelidir. Ortak boruda meydana gelen basınç kaybını en büyük chiller pompasından sağlanan debinin bu borudan geçtiğini kabul ederek hesaplayabiliriz. Bu kabul sonucu hesaplanan boy kaybı 0,5 mSS değerini (5 kPa) aşmamalıdır. Bu primer sekonder pompalama devresinin temelini teşkil

eder. ortak boru içinde meydana gelebilecek daha yüksek bir kayıp değeriyle primer ve sekonder pompalar seri halde çalışabilir ve bunun sonucunda sistem içinde zorlanmış bir akış şekli oluşabilir. Tasarım açısından kolaylık sağlaması amacıyla ortak boru genel olarak dağıtım borusuyla aynı çapta seçilir. Ortak boru uzunluğu, ortak boru çapının üç katı uzunluğunda seçilebilir. Ortak boru üzerinde hiç bir şekilde bir check valf yerleştirilmemelidir.



Şekil 9.1 Primer-sekonder pompalama sistemi

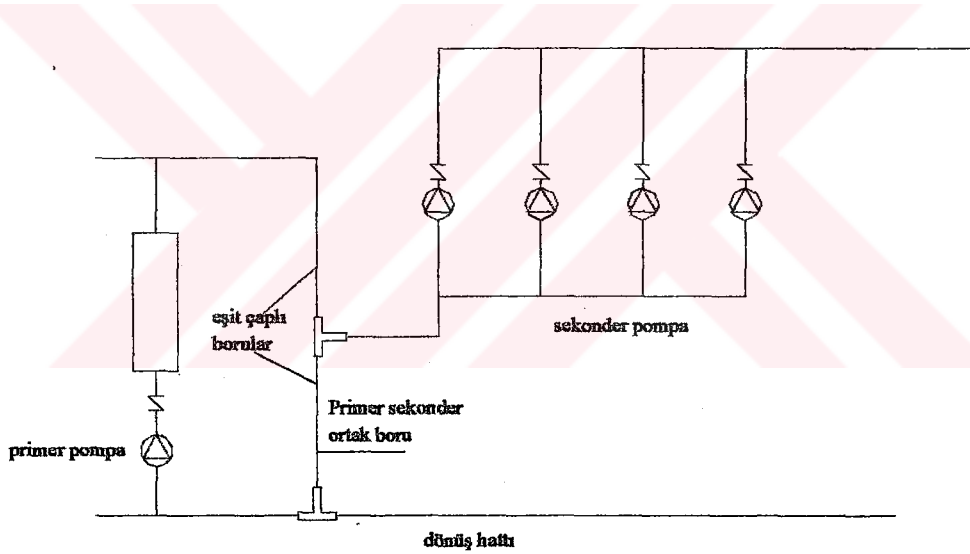
Primer devre genelde üretim devresi olarak da adlandırılabilir. Sekonder devre de genelde dağıtım devresi olarak adlandırılır.

Chillerlerin uygun şekilde sıralanması primer-sekonder devreli sistemlerin performansı üzerine önemli bir etkiye sahiptir. Sistem içinde üç tip akış durumu meydana gelebilir

- Dağıtım (Sekonder) devresindeki debinin, üretim (primer) devresindeki debiye eşit olması
- Dağıtım debisinin, üretim debisinden daha yüksek olması
- Üretim debisinin, dağıtım debisinden daha yüksek olması

Dağıtım debisinin, üretim debisine eşit olması durumu pek nadir olarak karşılaşılan bir durumdur. Sadece pik tasarım değeri durumunda görülür. Chiller 7°C sıcaklıkta 280 m<sup>3</sup>/h debi ( 1.407.000 kcal/h) sağlamaktadır. Sekonder devrede gereken soğutma miktarı da 1.407.000 kcal/h değerindedir. Yük değerleri birbirine eşit olduğundan dönüş suyu sıcaklığı 12°C değerindedir ve dönüş suyu debisi de 280m<sup>3</sup>/h değerindedir. Isıl denge sağlanmış olduğundan

ortak boru içinde her hangi bir akış görülmemektedir. Mahaller ve santrallerdeki soğutma yükü artmaya başlayınca, sistem içinde yer alan iki yollu vanalar açılmaya başlayarak ilave yükün karşılanması için gerekli debinin sisteme verilmesi sağlanacaktır. Bu durumda dağıtım debisi, üretim debisinden daha yüksek olacaktır. Bu durumda chillerden geçen su debisi  $280 \text{ m}^3/\text{h}$  değerindedir. Debi  $280 \text{ m}^3/\text{h}$  değerinde sabit tutulduğundan, primer devrede meydana gelen basınç kaybı değeri daima sabittir. Sekonder devrede gerçekleşen yük miktarı arttıkça, iki yollu vanalar açılarak daha fazla debinin geçmesine imkan verecektir. Eğer sekonder devredeki debi gereksinimi  $350 \text{ m}^3/\text{h}$  değerinde ise (örnek olarak), sekonder devreden dönen su debisi de  $350 \text{ m}^3/\text{h}$  değerinde olacaktır. Denge haline getirilmiş olan chillerden ise sadece  $280 \text{ m}^3/\text{h}$  debi geçebilecektir. Kütle dengesini sağlamak için, fazla olan  $70 \text{ m}^3/\text{h}$  debi ortak borudan geçmelidir. Ortak boru içinden akan  $70 \text{ m}^3/\text{h}$  debisindeki suyun sıcaklığı  $12^\circ\text{C}$  değerindedir. Bu su,  $280 \text{ m}^3/\text{h}$  debili  $7^\circ\text{C}$  su ile karışacak ve gerekli  $350 \text{ m}^3/\text{h}$  debisinde  $8^\circ\text{C}$  sıcaklıkta olacaktır.



Şekil 9.2 Ortak boru şeması

Dağıtım devresindeki debi, üretim devresindeki debiden daha yüksek olduğunda, ortak boru içinde meydana gelen akış yönü sekonder pompalara doğru olacaktır. Bunun sonucunda dönüş suyu, chillerlerden gelen besleme suyu ile karışacaktır ve sıcaklığı chiller çıkış sıcaklığından daha yüksek olacaktır. Peki bu durumda sıcaklık kontrolü ne olacaktır. Besleme suyu sıcaklığı daha yüksek olduğunda zonlar içinde nem kontrolünde bir aksama meydana gelebilir. Bunun için fan coil ve klima serpantin seçimlerinde bu durumlar göz önünde bulundurulmalı ve serpantin alanları buna göre seçilmelidir.

Üretim debisi, dağıtım debisinden daha yüksek olduğunda, yani chiller kapasitesinde artış olduğunda, şekil 9.4 de görülen olay meydana gelir. Chillerler boyunca akan debi aynı şekilde 280 m<sup>3</sup>/h olarak sabitlenmiştir, ancak bu durumda ikinci chiller de devreye girmiştir. İkinci chillerin tam olarak devreye girmesiyle soğutma kapasitesi 2.814.000 kcal/h 560m<sup>3</sup>/h olmuştur. Besleme suyu sıcaklığı 7<sup>o</sup> ve dönüş suyu sıcaklığı 12<sup>o</sup>C değerindedir. Sekonder pompalarda gereken debi ise 400 m<sup>3</sup>/h değerindedir. Sekonder devredeki ihtiyaç 400 m<sup>3</sup>/h ve üretilen debi 560 m<sup>3</sup>/h olduğunda 160 m<sup>3</sup>/h değerinde bir fazlalık vardır. bu fazla debi ortak borudan geçerek (7<sup>o</sup>C) dönüş suyu ile karışıp (12<sup>o</sup>C) chillerlere 10,6<sup>o</sup>C sıcaklıkta beslenecektir. Karışımdan dolayı chillerlerin hepsine eşit sıcaklıkta su beslenecektir. Bu durumda chillerler her zaman eşit yükte çalışacaktır. Bunun yanında, chillerlerden her zaman tasarım debisi geçecektir. Dönüş suyu sıcaklığı tasarım değeri olan 12<sup>o</sup>C yerine 10,6<sup>o</sup>C sıcaklıkta olduğundan, chillerlerde meydana gelen yük azalması oram

$$100 \left[ \frac{DT_R - AT_R}{DT_W - AT_S} \right] \quad (9.1)$$

Chiller ünitesinin ekonomik olarak çalışabilmesi için, çalışma yükü % 45 altına düşürmemek ekonomik olacaktır. Şekil 9.3 de soğutma miktarıyla elektrik sarfiyatı değerleri verilmiştir.

Kavramsal olarak sistem içinde yer alan chillerlerin en uygun sırayla devreye alınması ve devreden çıkarılması için tüketilen kalori değerinin belirlenmesi gerekir. Tüketilen kalori (sekonder devre ihtiyacı);

Sekonder su sıcaklığı  $T_{S-S}$ ,

Sekonder dönüş suyu sıcaklığı  $T_{S-R}$ ,

Sekonder devre debisi,  $F_S$  ölçümleri ile belirlenir.

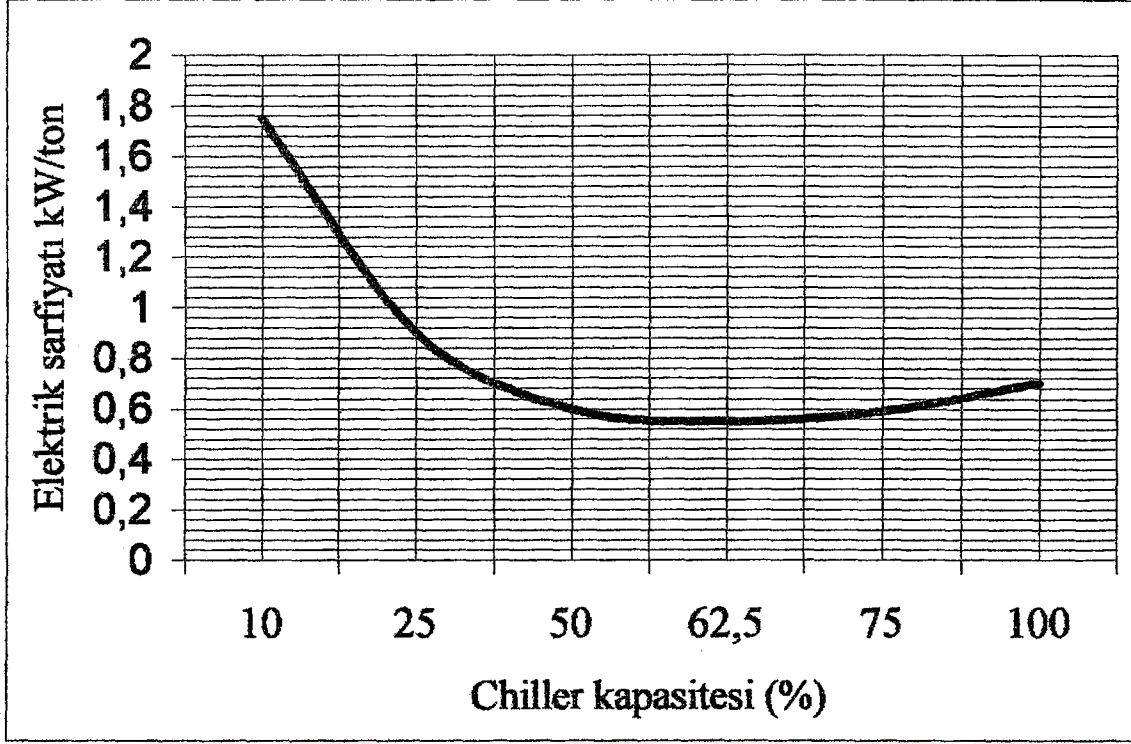
Bunun yanında, üretilen kalori değeride önem taşımaktadır. Bu değerin belirlenmesi için;

Primer besleme suyu sıcaklığı (chiller çıkışında)  $T_{P-S}$

Primer devre dönüş suyu sıcaklığı (chiller girişinde)  $T_{P-R}$

Primer devre debisi (chiller debisi),  $F_P$  ölçümleri ile belirlenir.

Yukarıdaki ölçüm değerleri ile en uygun sıralamayı sağlayacak bir algoritma ile ekonomik chiller çalışma sırası sağlanabilir.



Şekil 9.3 Chiller kapasitesi ile elektrik sarfiyatı değerleri

En ekonomik sistemin belirlenmesi için chiller seçimi de büyük önem taşımaktadır. Çizelge 9.2 de çeşitli chiller tiplerinin kıyaslaması verilmiştir.

Çizelge 9.2 Farklı chiller tiplerinin kıyaslanması

SOĞUTMA SİSTEMİ		Absorpsiyon	Absorpsiyon	Kompresör	Kompresör
		1 Bar Buhar	Direk Doğalgaz Yakmalı	Su Soğutmalı Vidalı Komp	Hava Soğutmalı Vidalı Komp
Chiller		A	B	C	D
Soğutma Kapasitesi	kW	1090	1055	1050	1048
Soğutucu Akışkan		LiBr+H <sub>2</sub> O	LiBr+H <sub>2</sub> O	R-134a	R-407
Chiller Elektrik Gücü	kW	4	6	170	334
Buhar Sarfiyatı	kg/h	2530	0	0	0
Doğal gaz Sarfiyatı	m <sup>3</sup> /h	0	105	0	0
Pompa Gücü	kW	15	15	15	15
<b>Su Soğutma Kulesi</b>					
Fan Elektrik Gücü	kW	22	15	11	-
Pompa Elektrik Gücü	kW	22	22	15	-
Toplam Su Sarfiyatı	m <sup>3</sup> /h	6	5	3	-
<b>Tahmini Yatırım Bedeli</b>					
Chiller	\$	125000	200000	110000	120000
Su Soğutma Kulesi	\$	30000	29000	20000	-
Chiller&Kule Montaj	\$	10000	10000	6000	5000
Buhar Hattı Borulama	\$	15000	-	-	-
Kule Borulama&Pompa	\$	18000	15000	12000	-
Kule Suyu Islahı	\$	25000	2500	2500	-
Kule By Pass hattı& Vanası	\$	8000	7000	5000	-
<b>Yıllık İşletme Giderleri</b>					
Çalışma Süresi	h	2180	2160	2160	2160
Kurulu Elektrik Gücü	kW	63	60	211	349
Elektrik	\$	0,07	0,07	0,07	0,07
Doğalgaz	\$	0,18	0,19	0,18	0,16
Su	\$	0,35	0,35	0,35	0,35
Elektrik Maliyeti	\$	9526	9072	31903	52769
Doğalgaz Maliyeti	\$	0	43092	0	0
Su Maliyeti	\$	4536	3780	2268	0
Kimyasal Maliyeti	\$	1500	1250	1000	0
Periyodik Bakım&Malzeme	\$	2250	2500	3000	2500
<b>TOPLAM</b>	<b>\$</b>	<b>17812</b>	<b>596994</b>	<b>38171</b>	<b>58269</b>

Sistemde kullanılacak olan chiller D tipi, yani hava soğutmalı kondenserli vidalı kompresörlü chiller sistemidir.

## 10. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Binanın özellikleri ve kullanım amacı ve soğutma yüklerinin kaynağı göz önünde bulundurularak ısıtma- soğutma tesisatı olarak su-hava sistemi seçilmiştir. Sistemde esneklik sağlamak için 4 borulu fan coil sistemi uygulanmıştır. Fan coil sistemi ile ısıtma ve soğutma yükleri karşılanacak zonların taze hava gereksinimleri klima santrallerince sağlanacaktır. Ortak alanlar için tek zonlu sabit debili tam havalı sistemler kullanılmıştır. Binada gerekli soğutma kapasitesi 7.035.000 kcal/h ısıtma kapasitesi de 4.863.875 kcal/h değerindedir. Su soğutma grubu olarak eşit kapasiteli beş adet hava soğutmalı kondenserli, vidalı kompresörlü chiller üniteleri seçilmiştir. Isıtma yüklerini karşılamak için 2 adet atmosferik brülörlü doğal gaz kazanı seçilmiştir. Soğutma sistemi için primer-sekonder pompalama tipi seçilerek, ekonomi sağlanması düşünülmüştür. Primer pompalar sabit devirli (1440 devir/dak.), sekonder pompalar ise frekans kontrollü değişken devirli olarak seçilmiştir. pompa özellikleri soğutma yüklerinden ve kritik kolon hesaplarından belirlenmiştir. Isıtma sirkülasyon pompaları da frekans kontrollü olarak seçilmiştir. Isıtma soğutma hesaplarında TS, ASHREA, DIN standartları kullanılmıştır. Yangın tesisatı sulu sistem olarak belirlenmiş, mahal içlerine uygun aralıklarda sprinklerler yerleştirilmiş, belirli mesafelerde yangın dolapları konmuştur. Bina dışında da yangın hidrantları tesis edilmiştir. Yapılan hesap sonucu gerekli kapasitede yangın deposu tesis edilmiştir. Yangın tesisatı hesaplarında NFPA standartları kullanılmıştır. sıhhi tesisat hesapları TS standartlarına göre gerçekleştirilmiştir.

Isı kayıp hesapları TS 2164 standartına göre gerçekleştirilmektedir. Bu standartın içinde yer alan dış sıcaklık değerleri DIN 4701 in eski değerlendirme esasları çerçevesinde yapılan hesapları sonucu olup DIN 4701 in yeni verilen değerlendirme esaslarına göre dış sıcaklık değerleri ülkemizde henüz revize edilmemiştir. Ankara için dış sıcaklık değeri  $-12^{\circ}\text{C}$  olarak verilirken, son zamanlarda yapılan çalışmalarda Ankara için dış sıcaklık değerinin  $-10^{\circ}\text{C}$  olarak alınabileceği görülmektedir. Bu farktan dolayı TS 2164 e göre yapılan ısıtma yükü hesapları neticesinde bina için seçilen ısıtma cihazları ve aksamaları gereğinden yüksek kapasitelerde olmaktadır. Aynı çelişki TS 825 ile hesaplanan yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı değerleri ile kıyaslama yapıldığında da görülmektedir.

1999 yılında yürürlüğe giren TS 825 ısı yalıtım hesapları, enerjinin etkin bir şekilde kullanılması yolunda gerçekleştirilmiş önemli bir adım olarak görülmektedir. Ancak bu hesap yönteminin ve gereksinimlerinin özellikler denetleyici kurumlar tarafından (belediye, denetim firmaları) çok iyi şekilde anlaşılmadığı şahsi kanaatimizdir.

Binanın mekanik tesisat ile ilgili elektrik sarfiyat değeri 3.616 kW değerindedir ve yaklaşık %90 lık kısmı soğutma ekipmanlarının çalışmasından kaynaklanmaktadır. Ülkemizde kullanılan soğutma sistemlerinin hemen hemen hepsi elektrik ile çalışan sistemler olarak göze çarpmaktadır. Bunun nedeni belki de cihaz tedarikçisi firmaların ülkelerindeki eğilimin bu yönde olmasından kaynaklanmaktadır. Ancak ülkemiz koşullarıyla kıyaslandığında, bu ülkelerdeki elektrik fiyatlarının daha düşük olduğu görülmektedir. Bu durumda ülkemiz koşullarında en avantajlı olabilecek kaynağı kullanmak en akılcı çözüm olarak görülmektedir. Özellikle Avrupa ve Amerika'da ki sektörel trendleri alıp ülkemiz koşullarına uygun bir şekilde uygulamak daha mantıklı görülmekte. Örnek vermek gerekirse, Avrupa ülkelerinde kombi pazarında önemli bir gelişme vardır ama kombiler sadece villa tipi evlere uygulanmaktadır. Ülkemizde ise, Avrupa'da kombi yaygınlaşmakta, burada da yaygınlaştıralım diyerek 10-15 katlı apartmanda merkezi ısıtma sisteminin iptal edilerek münferit kombili sisteme geçmek ne kadar doğru ve mantıklı bir çözümdür.

Elektrik tüketiminin, ısıtma ve soğutma yüklerinin yüksek değerlerde olduğu bu tip büyük alışveriş merkezlerinde kojenerasyon ve absorpsiyonlu soğutma sistemleri entegre edilerek binanın hem ısıtma hem soğutma hem de elektrik ihtiyacı karşılanabilir. Bu tip sistemlerle ilgili detaylı bir çalışma ile daha kesin sonuçlar alınabilir.

Projelendirilen ve tesis edilen ısıtma ve soğutma sistemlerinin geleneksel enerji analizlerinin ve ekonomik analizlerinin yanında, ekserji analizi ve ekonomik kriterleri de göz önünde bulundurularak yapılan termo ekonomik analizler ile maliyet ve ömür açısından daha etkin ısı sistemleri tasarlamak ve projelendirme daha kolay olacaktır.

**KAYNAKLAR**

ASHRAE Handbook (1993), "Fundamentals"

ASHRAE Handbook (1993), "HVAC Systems and Equipment"

Greenheck Co. (2000) "Kitchen Systems and Ventilation"

Martin, P.L ve Oughton D.R (1996), "Faber and Kell's heating and Air-Conditioning of Buildings"

NFPA 13 (1999), "Standart For The Installation of Sprinkler Systems"

Stoecker W.F. ve Jones J.W (1982), "Refrigeration and Air Conditioning"

TS 825 (1999), "Isı Yalıtım Standartı"

TS 2164 (1983), "Isı Kaybı Hesaplamaları"



**EKLER**

- Ek 1 FC 1 Kuzey ısıtma ve soğutma kolonu şeması  
Ek 2 FC 2 Güney ısıtma ve soğutma kolonu şeması  
Ek 3 KC 1 Kuzey klima santrali soğutma kolonu  
Ek 4 KC 1 Kuzey klima santrali ısıtma kolonu  
Ek 5 KC 2 Güney klima santrali soğutma kolonu  
Ek 6 KC 2 Güney klima santrali ısıtma kolonu  
Ek 7 Soğutma akım şeması  
Ek 8 Isıtma akım şeması  
Ek 9 Yangın akım şeması  
Ek 10 Mimari planlar



T.C. YÜKSEK İÇİŞLER BAKANLIĞI  
MİMARLIK BAKANLIĞI

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 10.02.1976

Doğum yeri İstanbul

Lise 1987-1994 Özel Fatih Erkek Lisesi

Lisans 1994-1998 Yıldız Üniversitesi Kimya Metalurji Fak.  
Kimya Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 1999-2001 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

**Çalıştığı kurum**

2000-Devam ediyor Ekip Mühendislik Ltd. Şti.

