



**HVAC SİSTEMLERİNDE KONTROL  
YÖNTEMLERİ,  
MODELLEME ve OPTİMİZASYON**

**Murat KORU**

**Yüksek Lisans Tezi  
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI  
ISPARTA 2000**

**T.C.  
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HVAC SİSTEMLERİNDE KONTROL  
YÖNTEMLERİ,  
MODELLEME VE OPTİMİZASYON**

**MURAT KORU**

95124

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

**ISPARTA, 2000**

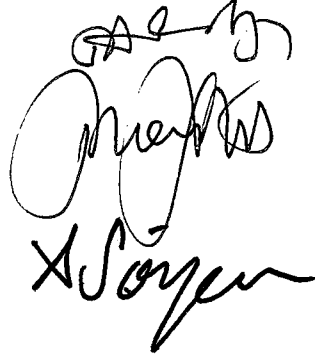
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne

Bu çalışma jürimiz tarafından MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI 'nda  
YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Mehmet KUNDUZ

Üye : Doç. Dr. A. Kemal YAKUT

Üye : Yrd. Doç. Dr. Adnan SÖZEN

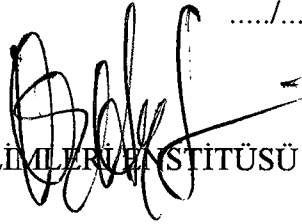


ONAY

Bu tez .... / ..... / 2000 tarihinde Enstitü Yönetim Kurulunca belirlenen yukarıdaki  
jüri üyeleri tarafından kabul edilmiştir.

..... / ..... / 2000

S.D.Ü. FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ



## İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER .....	i
ÖZET .....	iii
ABSTRACT .....	iv
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR .....	v
SİMGELER DİZİNİ .....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	x
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Kontrol Yöntemleri .....	3
1.2. Laplace Dönüşümleri .....	7
1.2.1. HVAC Elemanları İçin Laplace Dönüşümleri .....	8
1.3. Otomatik Kontrol Elemanları .....	10
1.3.1. Valfler .....	10
1.3.1.1. Tek Yollu (Yüzeyli) Valfler .....	11
1.3.1.2. İki Yollu (Yüzeyli) Valf veya Denge Valfi .....	11
1.3.1.3. Üç Yollu Karıştırma Valfleri .....	12
1.3.1.4. Üç Yollu Ayırıştırma Valfleri .....	12
1.3.1.5. Valflerin Özellikleri .....	13
1.3.1.6. Valfin Çalışması .....	14
1.3.1.7. Otomatik Kontrol Valfleri ve Seçimi .....	15
1.3.2. Otomatik Damperler .....	17
1.3.2.1. Tek Kanatlı Tip Damperler .....	17
1.3.2.2. Çok Kanatlı Damperler .....	17
1.3.2.3. Karıştırma Damperleri .....	18
1.3.2.4. Damperin Özellikleri .....	18
1.3.3. Sensörler .....	18
1.3.3.1. Sıcaklık Sensörleri .....	19
1.3.3.2. Basınç Sensörleri .....	20
1.3.3.3. Nem Sensörleri .....	20
1.3.3.4. Su Akış Sensörleri .....	20
1.3.4. Yardımcı Kontrol Elemanları .....	21
1.4. HVAC Alt-Sistem Kontrolleri .....	23
1.4.1. Fan Kontrolü .....	23
1.4.1.1. Sabit Debi Kontrolü .....	24
1.4.1.2. Kanal Statik Kontrolü .....	24
1.4.1.3. Dönüş Fan Kontrolü .....	27
1.4.1.4. Fanın Kararsız Çalışması .....	29
1.4.2. Dış Hava Miktarı Kontrolü .....	30
1.4.2.1. Minimum Sabit Dış Hava Kontrolü .....	30
1.4.2.2. Ekonomizer Çevrimi Kontrolü .....	32
1.4.2.3. Entalpi Ekonomizer Kontrolü .....	33
1.4.2.4. Isınma -Son Hazırlık (Warm-Up ) Kontrolü .....	33
1.4.2.5. Gece Soğutması Kontrolü .....	34
1.4.3. Isıtma Serpantini Kontrolü .....	35
1.4.3.1. Ön-Isıtıcı Serpantin Kontrolü .....	35
1.4.3.2. Son-Isıtıcı ve Isıtıcı Son Kontrolü .....	38

1.4.4. Soğutma Serpantini Kontrolü .....	39
1.4.4.1. Nem-Alma Kontrolü .....	39
1.4.4.2. Evaporatif Soğutma Kontrolü .....	42
1.4.5. Nem Kontrolü .....	43
1.4.5.1. Nem Alma Kontrolü .....	44
1.4.5.2. Nemlendirme Kontrolü .....	45
1.5. Mahal Şartlarının Kontrolü .....	46
1.5.1. Değişken Hava Debili (VAV) Sistemler .....	48
1.5.1.1. Tek Kanallı Sistemler .....	48
1.5.1.2. Çift Kanallı Sistemler .....	53
2. KAYNAK BİLGİSİ .....	58
3. MATERYAL ve YÖNTEM .....	61
3.1. MATERYAL .....	61
3.2. YÖNTEM .....	61
3.3. HVAC Sistemlerinde Optimum Kontrol .....	62
3.3.1. Kontrol Algoritmaları .....	63
3.3.2. Kontrol Algoritmalarının Karşılaştırılması .....	66
3.3.3. Bina Ön Soğutması .....	68
3.3.4. Set Değeri Etkisi .....	69
3.4. Basit Bir HVAC Sisteminin Matematik Modellenmesi .....	75
3.4.1. Zon Modeli .....	76
3.4.2. Soğutucu Ve Nem Alıcı Serpantin Modeli .....	78
3.4.3. Chiller ve Depolama Tankı Modeli .....	80
3.4.4. Fan Modeli .....	81
3.4.5. Kanal Modeli .....	81
4. BULGULAR .....	83
4.1. Açık Çevrimli Simülasyon Sonuçları .....	83
4.2. Zon Modeli Simülasyon Sonuçları .....	85
5. SONUÇLAR .....	88
6. KAYNAKLAR .....	90
ÖZGEÇMİŞ .....	92

## ÖZET

Binalarda ve fabrikalarda kurulacak olan HVAC sistemlerinin amacı, insanların buldukları ortamları konfor şartlarına getirmek, aynı şekilde fabrika ortamlarını da üretim yapılan alanla ilgili olarak gerekli olan ortam şartlarını sağlamak için kurulmuşlardır. Tüm sistem dizaynlarında olduğu gibi HVAC sistem dizaynında da sistem parametreleri, oluşacak yükün maksimum durumuna göre seçilir. Ancak, değerler her ne kadar bu şekilde belirlense de sistem zamanının büyük bir kısmında maksimum yükün çok altında ve değişen yük durumlarında çalışır. Bu nedenle otomatik kontrol sistemlerinin kullanılması hem istenen şartların değişen yükler altında hızlı bir biçimde sağlanması hemde gereksiz enerji sarfiyatını engellemek açısından önemlidir.

Bu çalışma da, özellikle gelişen teknoloji ile insanların daha yüksek konfor şartlarını arzulamaları ile ortaya çıkan ve halen gelişmekte olan HVAC sistemleri kontrol yöntemlerinden bahsedilmiştir. Sistemde bulunan elemanların çalışmaları ve kontrol işlemini nasıl gerçekleştirdikleri hakkında bilgi verilmiştir. Binanın normal yada minimum yük altındaki çalışması esnasında uygulanabilecek optimizasyon metotları anlatılmıştır. Mahal şartlarının kontrolünün nasıl yapıldığından bahsedilerek basit bir HVAC sistemine ait matematik model oluşturulmuştur.

**ANAHTAR KELİMELER :** HVAC, Kontrol, Matematik Model, Optimizasyon.

## ABSTRACT

The aim of HVAC systems which are set up in buildings and factories are installed to provide comfortable conditions for environments in which peoples are, similarly they are set up to necessary enviroment conditions for production zones. Similarly all systems desings, in the HVAC system desings, systems parameters are choosed for maximum load which will occur. However the values determined in this way, a big part of system time continues too below the maximum load and runs at variable loads. So, using automatic control systems are important for conditions which are wanted to provide rapidly at variable loads and to prevent energy expenditure.

In this work the automatic control methods of HVAC systems which are developed and appeared by the comfortable conditions of peoples have been discussed. The running of systems components and how they can provide control operations have been stated. During the work of building at normal or minimum loads, the optimization methods which can be used are stated. How the control of enviroment conditions are provided and a mathematical model which is belong to HVAC systems are constituted.

**KEY WORDS :** HVAC, Control, Mathematics Model, Optimization.

## ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

HVAC sistemlerinin gelişmesiyle birlikte buna paralel olarak bu sistemlerde kullanılan otomatik kontrol sistemleri de gelişmiştir. Özellikle insanların buldukları ortamlarda konfor şartlarını sağlamak, çalışanların verimini artırmak ve imalatı yeterince kolaylaştırmak için HVAC sistemlerine ve bu sistemlerinde istenilen şartları sağlayabilmeleri içinde otomatik kontrollerine ihtiyaç vardır. Fakat ülkemizde kurulu sistemlerin tamamına yakınında HVAC sistemleri mevcut olmadığından daha sonra yapılan düzenlemelerle istenilen verim sağlanamamaktadır. Bu nedenle sistemin kuruluş aşamasında projelendirilmesi yapılmalıdır. Bu sistemlerin kurulmasıyla hem iyi bir konfor ortamı oluşturulacak ve hemde enerji yönünden de önemli bir tasarruf sağlanmış olacaktır.

Bu çalışmada genel olarak HVAC sistemlerinde kullanılan kontrol ekipmanları tanıtarak HVAC kontrol yöntemleri incelenmiş ve matematiksel modellemesi yapılmıştır.

Bu çalışmam sırasında her türlü konuda desteğini esirgemeyen danışman hocam sn. Doç. Dr. Ali Kemal Yakut bey'e, aileme ve tüm mesai arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Murat KORU  
Haziran 2000, Isparta



## SİMGELER DİZİNİ

Simge	Simge Adı	Birimi
A	Kanal kesit alanı	m <sup>2</sup>
a <sub>e</sub>	Toplam iç ısı taşınımı	Kcal/h
a <sub>i</sub>	Toplam dış ısı taşınımı	Kcal/h
a <sub>ch</sub>	Tankın ısı kaybı katsayısı	W/°C
b	Besleme havasını gösteren indis	
c <sub>f</sub>	Kanatların özgül ısısı	J/kg K
c <sub>ph</sub>	Havanın sabit basınçtaki özgül ısısı	J/kg K
c <sub>pk</sub>	Kanal malzemesinin özgül ısısı	J/kg K
c <sub>pw</sub>	Suyun sabit basınçtaki özgül ısısı	J/kg K
c <sub>s</sub>	Suyun özgül ısısı	J/kg K
c <sub>t</sub>	Türbinin özgül ısısı	J/kg K
d	Kanal kalınlığı	M
DN	Valfin tesisata bağlantı ölçüsüdür	Mm
F <sub>b</sub>	Besleme havası debisi	m <sup>3</sup> /h
G(s)	Açık çevrimli transfer fonksiyonu	
h	Entalpi	J/kg
h <sub>fg</sub>	Suyun gizli ısısı	J/kg
k	Kararlı durum kayıp katsayısı	
kv	Valfin herhangi bir strok değerinde valften geçen debi değeri	m <sup>3</sup> /h
kvs	Valf tam açıkken kv değeri	m <sup>3</sup> /h
L	Laplace dönüşüm operatörü	
m	Zonun iç nem yükü	W
m <sub>f</sub>	Birim uzunluktaki kanat ağırlığı	Kg/m
m <sub>t</sub>	Birim uzunluktaki tüm ağırlığı	Kg/m
P	Basınç	Mpa
p	Chiller performans katsayısı	
PLR	Parçalı akış oranı	
PN	Valf gövdesinin müsaade ettiği maksimum çalışma basıncı	Bar
R	Gaz sabiti	J/kg K

Rh	Serpantin yüzeyindeki hava direnci	$\Omega$
s	Laplace dönüşüm değişkeni	
T	Sıcaklık	$^{\circ}\text{C}$
t	Zaman	Saniye
T <sub>h</sub>	Hava sıcaklığı	$^{\circ}\text{C}$
T <sub>s</sub>	Su sıcaklığı	$^{\circ}\text{C}$
TF <sub>oda</sub>	Oda transfer fonksiyonu	
T <sub>oda,ilk</sub>	Dönüş periyodunun başlangıçtaki oda sıcaklığı	$^{\circ}\text{C}$
T <sub>set,gece</sub>	Gece geri dönüş sırasındaki set değeri	$^{\circ}\text{C}$
T <sub>t,o</sub>	Tüm yüzey sıcaklığı	$^{\circ}\text{C}$
T <sub>e</sub>	Ortam sıcaklığı	$^{\circ}\text{C}$
U <sub>1</sub>	Kütleli debi kontrol sinyali	
U <sub>1 max</sub>	Serpantine giren maksimum su debisi	Kg/s
U <sub>c</sub>	Güç kontrol sinyali	
U <sub>c max</sub>	Chillere verilecek maksimum güç	W
V <sub>h</sub>	Hava hızı	M/s
V <sub>zon</sub>	Oda hacmi	m <sup>3</sup>
W <sub>a</sub>	Havanın kütleli nem oranı	
W <sub>t,o,d,t</sub>	Doyma noktasındaki kütleli nem oranı	
$\Delta$	Kontrolör tarafından kullanılan zaman adımı	Saniye
$\Delta t$	Akışkanın taşıdığı ısı farkı	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta T_{max}$	Chillerin maksimum dizayn sıcaklık farkı	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta P_o$	Valfteki müsaade edilen basınç düşümü	Mss
$\rho_h$	Havanın yoğunluğu	Kg/m <sup>3</sup>
$\rho_k$	Kanal malzemesi yoğunluğu	Kg/m <sup>3</sup>
$\tau$	Dönüş zamanı	Saniye
$\gamma_h$	Havanın özgül ısılar oranı	cp/cv
$\gamma_a$	Hava hızı	m/s
$\eta_d$	Duyulur ısı transferindeki kanat verimi	
$\eta_{g,top}$	Gizli ısının transferindeki toplam kanat verimi	
$\lambda$	Buharlaştırma gizli ısısı	J/kg

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Geri beslemeli hava sıcaklığının kontrolü	3
Şekil 1.2.	Geri beslemeli sistem için blok diyagramı	4
Şekil 1.3.	İki konumlu kontrol yönteminin zaman grafiği	5
Şekil 1.4.	Diferansiyel ayar mekanizması	6
Şekil 1.5.	Tipik tek yüzeyli iki yollu valf	11
Şekil 1.6.	Tipik çift yüzeyli iki yollu valf	11
Şekil 1.7.	Tipik üç yollu karıştırma vanası	12
Şekil 1.8.	Tipik üç yollu ayrıştırma vanası	12
Şekil 1.9.	Tipik akış özellikleri	13
Şekil 1.10.	Tipik çok kanatlı damperler	17
Şekil 1.11.	Karşılıklı damperlerde akış özellikleri	18
Şekil 1.12.	Paralel damperlerde akış özellikleri	18
Şekil 1.13.	Elektronik ve pnömatik kontrol elemanlarını içeren kontrol şeması	22
Şekil 1.14.	Sabit debi kontrolü	24
Şekil 1.15.	Kanal statik kontrolü	24
Şekil 1.16.	Çoklu statik kontrolü	25
Şekil 1.17.	Kanal limit statik kontrolü	26
Şekil 1.18.	Besleme fanı ısınma son hazırlık kontrolü	26
Şekil 1.19.	Dönüş fanlı kanal statik kontrolü	27
Şekil 1.20.	Direkt bina basınç kontrolü	28
Şekil 1.21.	Hava akışını izleme kontrolü	28
Şekil 1.22.	Besleme fanının kararsızlık kontrolü	29
Şekil 1.23.	Fan by-pass kontrolü ile besleme fanının kararsızlığının önlenmesi	29
Şekil 1.24.	Dönüş fansız sistem	30
Şekil 1.25.	Dönüş fanlı sistem	31
Şekil 1.26.	Dönüş egzost fanlı sistem	31
Şekil 1.27.	% 100 dış hava kontrolü	32
Şekil 1.28.	Ekonomi zer çevrim kontrolü	33
Şekil 1.29.	Isınma-son hazırlık kontrolü	34
Şekil 1.30.	Gece soğutması kontrolü	35
Şekil 1.31.	By-pass ve yüzeyli damperli ön ısıtma	36
Şekil 1.32.	Sekonder pompalı ve üç yollu vanalı ön ısıtmalı	37
Şekil 1.33.	Sekonder pompalı ve iki yollu vanalı ön ısıtmalı	37
Şekil 1.34.	Isıtma kontrolü	38
Şekil 1.35.	Elektrikli ısıtıcı kontrolü	39
Şekil 1.36.	Soğutma ve nem alma pratik alt limit kontrolü	40
Şekil 1.37.	Soğutulmuş su kontrolü	40
Şekil 1.38.	Son ısıtmalı soğutma ve nem alma	41
Şekil 1.39.	Direkt genleşmeli iki pozisyonlu kontrol	41
Şekil 1.40.	Kademeli direkt genleşmeli soğutma	42
Şekil 1.41.	Ayarlı direkt genleşmeli soğutma	43
Şekil 1.42.	Evaporatif soğutmaya psikrometri	43
Şekil 1.43.	Evaporatif soğutma hava yıkayıcı	44

Şekil 1.44.	Püskürtme serpantinli nem alıcı	44
Şekil 1.45.	Hava yıkamalı evaporatif soğutma ve püskürtme	45
Şekil 1.46.	Kimyasal nem alma psikrometrik	45
Şekil 1.47.	Karıştırma damperleri ile zon kontrolü	46
Şekil 1.48.	Karıştırma damperleri ile zon kontrolü	47
Şekil 1.49.	Değişken hava debili sistemlerde zon kontrolü	47
Şekil 1.50.	Değişken debili kısma tip ünite	49
Şekil 1.51.	Değişken debili by-pass tip ünite	49
Şekil 1.52.	Tek kanal sabit debili son ısıtma	50
Şekil 1.53.	Kısmalı indüksiyon ünitesi	51
Şekil 1.54.	Tipik hava-su primer tip indüksiyon ünitesi	51
Şekil 1.55.	Değişken sabit debili ünite	52
Şekil 1.56.	Tek kanal by-pass tipli ünite	52
Şekil 1.57.	Çift kanallı sabit debili ünite	53
Şekil 1.58.	Çift kanallı pozitif sabit debili ünite	54
Şekil 1.59.	Çift kanallı mekanik sabit debili ünite	55
Şekil 1.60.	Çift kanallı VCV sistem	56
Şekil 1.61.	Çift kanallı sabit debili sistem	57
Şekil 1.62.	Çift kanallı çift değişken sabit debili ünite	57
Şekil 3.1.	Son ısıtma ve VAV sistem şeması	67
Şekil 3.2.	Karışım havası set değerinin sapmasının yıllık sarfiyata etkisi	68
Şekil 3.3.	Üfleme havası set değerinin sapmasının yıllık sarfiyata etkisi	69
Şekil 3.4.	Modellemesi yapılacak olan sistemin prensip şeması	71
Şekil 4.1.	Havanın serpantin içindeki akışı	79
Şekil 4.2.	Farklı su girişlerine sıcaklık cevabı	80
Şekil 4.3.	Farklı su girişlerine nem cevabı	80
Şekil 4.4.	Farklı besleme havası debisine karşı zonun sıcaklık ve nem cevabı	81
Şekil 4.5.	Modellerin entegre sıcaklık cevabı	82
Şekil 4.6.	Modellerin entegre nem cevabı	83

**ÇİZELGELER DİZİNİ**

Çizelge 3.1	Dizayn kapasitesinin oranı şeklindeki sistem kapasitesi	63
Çizelge 3.2	Soğutma için en düşük sapma durumları	63
Çizelge 3.3	Isıtma için en düşük sapma durumları	64
Çizelge 3.4	Soğutma için ortalama sapma ve dönüş zamanları	64
Çizelge 3.5	Soğutma için ortalama sapma ve dönüş için ısıtma gereken gecelerdeki dönüş zamanları	64



## 1. GİRİŞ

HVAC kontrol sistemleri içinde bulunulan ortamın konfor şartlarını sağlamak, çalışanların verimliliğini artırmak, imalatı yeterince kolaylaştırmak, yangın durumunda duman kontrolü ve bilgisayar ile telekomünikasyon ekipmanlarının çalışmalarını kolaylaştırmak için dizayn edilirler. HVAC sistem ve ekipmanlarının otomatik kontrolü genellikle sıcaklık, nem, basınç ve akış oranı kontrollerini kapsamaktadır. Otomatik kontrol elemanlarının çalışma yükünü karşılayabilmeleri ve emniyetli çalışma koşullarını sağlayabilmeleri için pnömatis, elektrik, mekanik ve elektronik kontrol elemanlarının birlikte kullanılmaları gereklidir.

HVAC sistemlerinde kullanılan kontrol yöntemleriyle, kontrol edilen zonun konfor şartlarında bozulmaya yol açmaksızın kullanılan enerjinin sarfiyatında bir takım iyileştirmeler yapılabilir. Kontrol edilen zonun değişen oda yükü ve dış hava koşullarında sürekli olarak istenilen koşullarda tutulması kontrolün temel amacıdır. Ancak bununla birlikte; enerji sarfiyatını, efektif zon kontrolünü, çalışma ekipman yükünü, ön kestirmeli yük ihtiyacını ve optimum ekipman performansını da sağlamak için ekstra kontroller şarttır.

Bina içersindeki çevre durumlarının arzu edilen noktalarda muhafaza edilmesi için HVAC sistemlerinin yeterince büyük olması gereklidir. Bu sistemler tasarlanırken maksimum ve minimum şartlardaki enerji tüketimi dikkate alınmalıdır. Bununla birlikte otomatik kontrol elemanları iç ortam şartlarını daima uygun çalışma yüklerinin altında havalandırma, ısıtma ve kış şartları için mutlaka sağlamalıdır. HVAC sistem kontrolleri bilgi ağları arasındaki değişik enerji ihtiyaçları ile binaların primer ve sekonder sistemleri ve çevrenin daima ihtiyaç duyulan şartlara getirilmeleri için kullanılırlar.

HVAC sistemlerinin otomatik kontrolünden amaç; Özellikle bina içersindeki ortamın konfor şartlarını muhafaza etmek, içerdeki hava kalitesini kabul edilebilir değerde tutmak, HVAC sistemlerinin çalışmasında mümkün olduğunca basit, ucuz

ve güvenli çalışma zamanı oluşturmak ve sonuç olarak HVAC sistemlerinin yüksek randımanlı ve tamamen uygun şartlarda çalışmasını sağlamaktır.

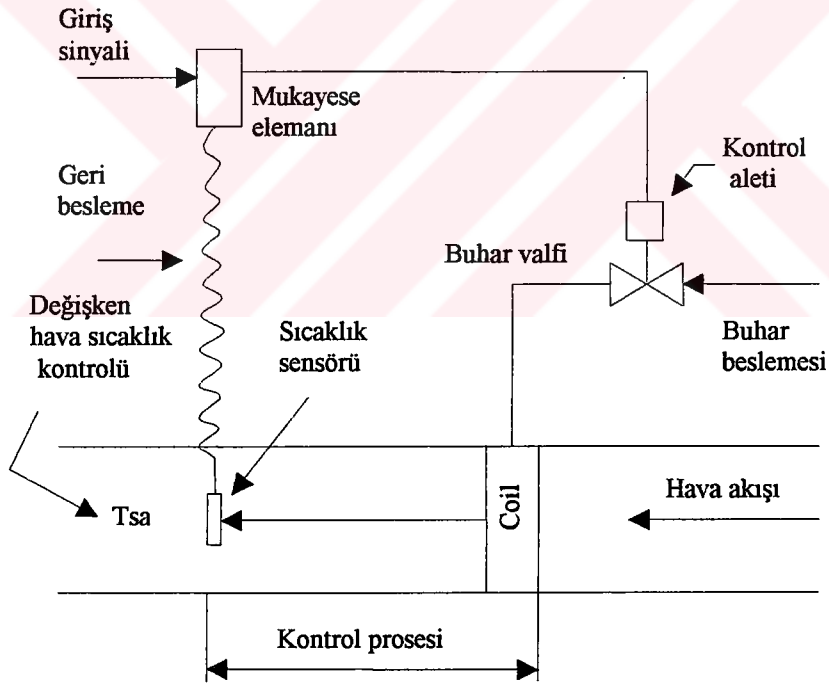
HVAC sistemlerinde en uygun kontrol; sistemin sıcaklık ve basınç değerlerini otomatik kumanda ile ihtiyaca göre ayarlamak kullanılmayan ortamları ısıtma ve soğutma düzenini sağlayarak konfor şartlarını oluşturmak aynı zamanda sınırlı enerji kullanımını ayarlamaktır. HVAC sistemlerinde kullanılan kontrol yöntemleri psikrometrik tabanlı kontroller olup bu kontrollerin tasarımında sistemin tamamen kontrolü düşünölmeli ve dolayısıyla bölgesel kontrollerden kaçınılmalıdır. Aksi takdirde sistemden gerekli verim alınamayacaktır.

Bu çalışma ile HVAC sistemlerinde kullanılan kontrol ekipmanları incelenerek HVAC kontrol yöntemleri anlatılacak ve modelleme yapılacaktır.



### 1.1. Kontrol Yöntemleri

Modern HVAC sistemlerinde ileri beslemeli ve geri beslemeli sistem olmak üzere iki tip kontrol sistemi vardır. İleri beslemeli sistem; ilgili değişkendeki dış düzensizliklerin etkisini dengelemek için düzeltici bir etki yapar. Sistem üzerine dış değişkenin etkisi önceden sezinlendiğinden dolayı ileri beslemeli olarak adlandırılır. Dış sıcaklıktaki değişikliklere göre, bir binanın ısı ihtiyacını kontrol etmek için kullanılan dış termostat bu sistem için iyi bir örnektir. Gerçekte bu sistemin tasarımcısı, dış hava sıcaklığı ve binanın ısı ihtiyacı arasındaki sabit bir ilişkiyi önceden tespit eder ve sadece dış hava sıcaklığına göre kontrol yapar. Bina içerisindeki gerçek sıcaklık kontrole etki etmediği için böyle bir sistem ile oda sıcaklığının tam olarak kontrolünü yapmak mümkün değildir. Geri beslemeli sistem ise Şekil 1.1'de gösterildiği gibidir. Burada havanın serpantinden çıkış sıcaklığı kontrol edilmektedir.



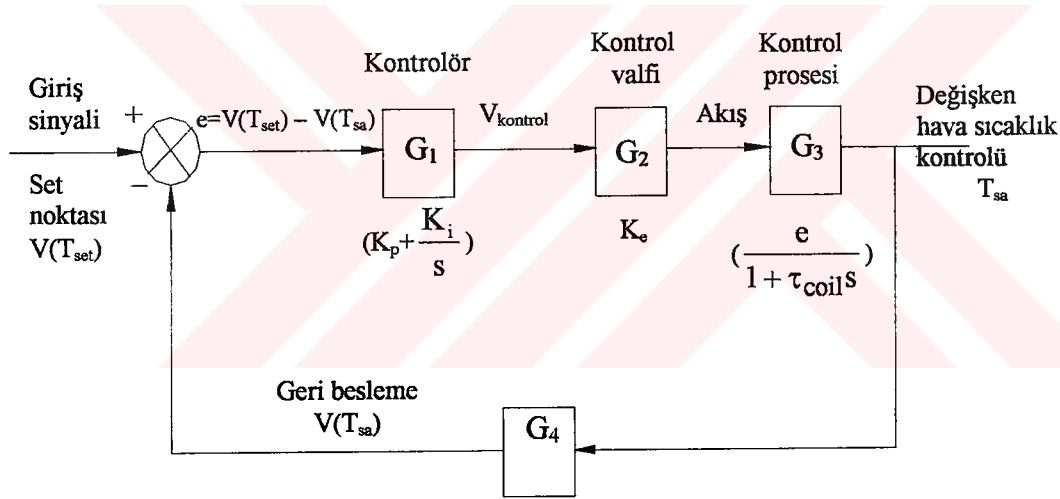
Şekil 1.1. Geri beslemeli hava sıcaklığının kontrolü (Haines ve Wilson, 1998)

Bu sistemdeki kontrolör (termostat), değişken değeri (hava sıcaklığı) ölçer ve bir kontrol aletini (valfi) hareket ettirir. Değişken değer (hava sıcaklığı), kontrolün



dizayn limitleri içinde istenen bir değere gelinceye kadar ayarlama hareketi devam eder. Değişken değeri orijinal konumuna getiren bu sistem geri beslemeli olarak bilinir ve gerçek otomatik kontrolü mümkün kılar.

Genel olarak hataları düzeltmek için dört tane kontrol yöntemi tesis edilmiştir. Bunlar; İkili kontrol (on-off) yöntemi, oransal kontrol yöntemi, integral kontrol yöntemi ve türevsel kontrol yöntemi olup genellikle son üç kontrol yöntemi ile bunların dışında başka değişik kombinasyonlar kullanılmaktadır. Şekil 1.1'de gösterilen sistemin fiziksel olarak gösterimi Şekil 1.2'de verilmiştir. İkili kontrolde, kontrol edilecek değişken, önceden ayarlanan maksimum ve minimum sınırlara vardığında kontrolör açma ve kapama görevini yapar. Sistem sadece iki belirli konumda bulunur. Kontrol organı ya devrede veya devrede değildir. Şekil 1.3'de iki konumlu kontrolün zaman grafiği gösterilmiştir.

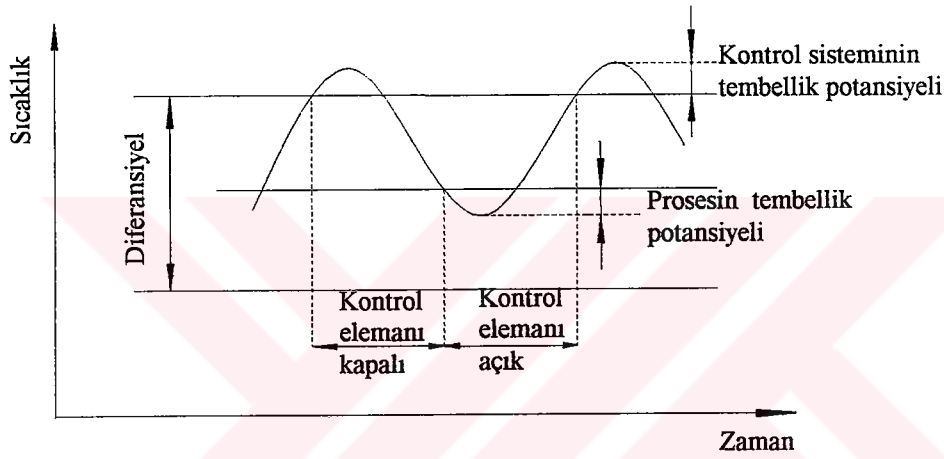


Şekil 1.2. Geri beslemeli sistem için blok diyagramı (Krieder ve Rabl, 1994)

Hiçbir kontrol elemanı ayarlandığı set değerini tek bir noktanın tam değerinde muhafaza etmesi beklenemez. Zira, bu konum kararsız yani, hem çalışma ve hemde durma sinyali vermesi gereken bir konum olacaktır. Bilhassa iki konumlu kontrol elemanlarında değişken değerin kontrol devresinin açılması ile kapanmasını gerektirecek alt ve üst değerleri arasında bir fark bulunur ki bu fark "diferansiyel" olarak adlandırılır.

Örneğin, bir termostat, oda sıcaklığını otomatik olarak ayarlıyor olsun. Termostat ısıtma devresini oda sıcaklığı 25 °C'ye çıktığında kapatıyor, 18 °C'ye düştüğünde açılırsa bu durumda diferansiyel  $25-18=7$  °C'dir. Yine bir soğutma kompresörü oda sıcaklığı -10 °C'ye düştüğünde durduruluyor, -5 °C'ye yükseldiğinde çalıştırılıyorsa termostatın diferansiyeli  $-5-(-10)=5$  °C'dir.

Termostatın kontrol ettiği sıcaklık bölgesine “kontrol sahası” denir. Bu tanıma göre, termostatın ilk örnekteki kontrol sahası 18-25 °C aralığı, ve ikinci örnekteki kontrol sahası ise -5 ve -10 °C bölgesidir.



Şekil 1.3. İki konumlu kontrol yönteminin zaman grafiği (Özko1,1999)

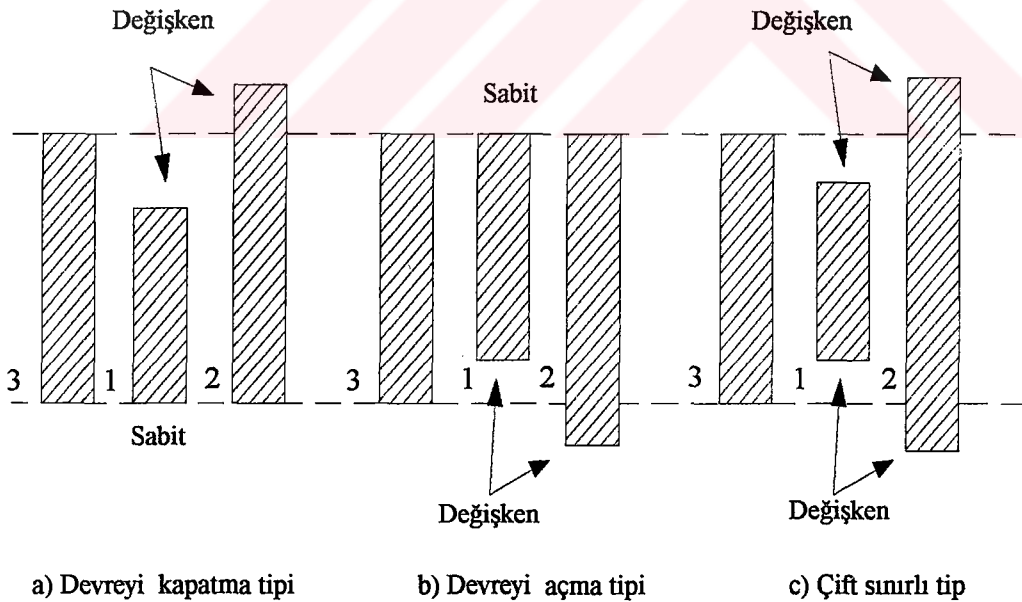
Diferansiyelin aşırı fazla veya dengesiz olması, gittikçe artması “avlanma” veya “limit salınması” diye anılır ki bu durum sistemin tümüyle kararlı durumda olmadığını bir göstergesidir. Kontrol elemanının ayar düğmesinin elle hareket ettirilerek tespit edilen diferansiyel değeri, kontrol devresine bağlanıp fiilen çalıştırıldığında biraz farklılık gösterebilir. Bu iki değer arasındaki fark kontrol elemanının tembellik potansiyelinden kaynaklanır ki bu fark “gecikme” diye anılır. Diğer yandan, kumanda devresi kontrol elemanı tarafından açıldığı halde prosesin elemanının (mesela soğutma serpantini) ısı potansiyeli yapılan soğutma işlemini bir süre daha sürdürecektir. Dolayısıyla bu durum sıcaklığın biraz daha düşmesine sebep olacaktır. Bundan dolayı meydana gelen sıcaklık farkı “prosesin tembellik potansiyeli” diye anılır. Aynı şekilde kontrol elemanı, kumanda devresini tekrar

kapattığında, serpantinın soğuması için soğutucu akışkanın serpantine dağılarak serpantin gövdesindeki ısıyı alması zaman alacağı için sıcaklık bir miktar yükselmeye devam edecek ve daha sonra azalmaya başlayacaktır. Buna da “sistemin tembellik potansiyeli” denilir.

Bazı kontrol elemanlarının diferansiyel değeri imalat sırasında ayarlanmış olduğundan sabittir, dolayısıyla ayarlama imkanı yoktur. Birçok kontrol elemanında ise diferansiyel değer ayarlanabilir. Diferansiyel ayarı yalnız başına değiştirilebileceği gibi ayar noktası da birlikte değiştirilebilir. Ancak, diferansiyel ayarı değiştirildiğinde kontrol elemanının yapısına göre aynı zamanda kontrol devresinin açılıp kapatıldığı değerler de değişebilir. Kontrol elemanın diferansiyel ayarı 3 değişik tipte tertiplenebilmektedir (Özko,1999). Bunlar;

- Devreyi kapatma (Cut-in) tipi diferansiyel ayarı,
- Devreyi açma (Cut-out) tipi diferansiyel ayarı,
- Çift sınırlı (double) tip diferansiyel ayarı olmaktadır.

Şekil 1.4’de diferansiyel ayar mekanizması gösterilmiştir.



Şekil 1.4. Diferansiyel ayar mekanizması (Özko,1999)

1. Dar diferansiyel ayarı
2. Geniş diferansiyel ayarı
3. Normal diferansiyel ayarı

Şekil 1.4’de her üç tür kontrol elemanları (a,b,c), normal diferansiyel ayarında iken birbirinden farklı olmayacak ve kumanda devresini aynı değerde (sıcaklık,nem ,basınç ) açacak ve belirli bir aralıktan sonra gene aynı değerlerde kapatacaklardır. Devreyi kapatma (a) tipinde, diferansiyel dar olarak ayarlandığında kontrol devresini yine aynı değerde açacak fakat daha düşük değerde kapatacaktır. Bu tipte diferansiyel geniş olarak ayarlandığında ise kontrol devresini yine aynı değerde açacak fakat daha yüksek değerde kapatacaktır. Devreyi açma (b) tipinde ise; kontrol devresinin kapanma değeri aynı kalacak, ancak açılma değeri diferansiyel ayarına göre azalıp artacaktır. Çift sınırlı ayarlanır tip (c) de ise diferansiyel ayarı, kontrol devresinin hem devreyi açma hem de kapatma değerlerine yaklaştıracak veya birbirinden uzaklaştıracaktır. Kontrol elemanının imalatçıları “ayar noktasının” kontrol devresinin açılışını mı, yoksa kapanışını mı gösterdiğini ayar skalası (kadranı) üzerinde göstermektedirler (Özkol,1999).

## 1.2. Laplace Dönüşümleri

Laplace dönüşüm yöntemi, doğrusal diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan işlemsel bir yöntemdir. Laplace dönüşümleri kullanarak sinusoidal fonksiyonlar, sönümlü sinusoidal fonksiyonlar ve üstel fonksiyonlar gibi pek çok fonksiyonları karmaşık değişkenli cebrik fonksiyonlar haline dönüştürülürler. Türev ve integral alma gibi işlemlerin yerini karmaşık düzlemdeki cebrik işlemler alır. Dolayısıyla bir doğrusal diferansiyel denklem karmaşık düzlemdeki bir cebrik denkleme dönüştürülür. Daha sonra laplace dönüşüm tablosu ve kısmi kesirlere ayırma teknikleri kullanarak diferansiyel denklemin çözümü bulunur. Laplace dönüşüm yönteminin bir avantajı, sistemin diferansiyel denklemlerini gerçek anlamda çözmeden sistem başarımının (performansının) kestirimi için grafiksel tekniklerin kullanılmasına olanak sağlamasıdır. Laplace dönüşüm yönteminin bir diğer avantajı da diferansiyel denklem çözümlerinde çözümün hem geçici durum bileşeninin ve hem de kalıcı durum bileşeninin aynı anda elde edilmesidir. HVAC kontrol sistemlerinde; HVAC kontrol yöntem ve modellerinin oluşturulmasında diferansiyel

denklemlerin çözümleri şaşırtıcı olabilir. Açıkça çözülemeyen denklemler olsa bile kontrol sistemlerinin doğal olan davranışını işaretlemek gereklidir.

Zamanın fonksiyonu  $f(t)$  nin laplace dönüşümü;  $t \geq 0$  için bu fonksiyonu  $e^{-st}$  ifadesi ile çarpıp sıfırdan sonsuza kadar zamana bağlı olarak integre etme işlemidir.

$$L [ f(t) ] = F(s) = \int_0^{\infty} f(t) e^{-st} dt \quad (1.1.)$$

Burada,

L: laplace dönüşüm operatörü

s: laplace dönüşüm değişkeni

$$s = \sigma + j\omega \quad (1.2.)$$

şeklinde bir karmaşık sayıdır. Buna göre laplace dönüşüm işlemi fonksiyonları zaman alanından s'in bağımsız değişken olduğu karmaşık sayı düzlemine (laplace alanına) dönüştürür (Yüksel,1997).

### 1.2.1. HVAC Elemanları İçin Laplace Dönüşümleri

Temel geri beslemeli kontroller için şematik diyagram Şekil 1.2'de gösterilmiştir. Bu gösterimden de anlaşılıyor ki hata (e) işlemi neticesinde ortaya çıkan bir sinyal (v) ile kontrol işlemi yapılmaktadır. Isıtma sezonu boyunca oda için kontrol edilen değişken oda alan sıcaklığının kontrol işlemi bir oda termostat sensörü ile gerçekleştirilmektedir. Bu kontrol işleminde ısı girişini oda içersindeki ısıtıcı cihazlar ve odadaki ısı kaybı faktörleri etkilemektedir.

Her bir blok diyagramı için denklem yazarak yerinde laplace dönüşümü uygulanacaktır. Bu durumda genel bina elemanlarının özellikleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir. Bir oda için transfer fonksiyonu yazılacak olursa ;

$$TF_{oda} = \frac{Ke^{-sL_{oda}}}{1 + \tau_{oda} s} \quad (1.3.)$$

denklemini elde edilir.

Bu denklemde;

$TF_{oda}$ : oda transfer fonksiyonu,

k: kararlı durum kayıp katsayısı,

$L_{oda}$ : gecikme zamanı,

$\tau_{oda}$ : oda zaman katsayısıdır. Bu transfer fonksiyonu PID kontrol için yazılacak olursa;

$$TF_{kontrol} = \frac{V(s)}{E(s)} = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s \quad (1.4.)$$

bulunur.

Bu denklemde  $E(s)$  dönüşümü hata (e) girdi ve  $V(s)$  dönüşümü çıktıdır. Bu transfer fonksiyonu kapalı çevrimli bir sistem için yazabilir.

$$TF_{kapalı} = \frac{G(s)}{1 + G(s)H(s)} \text{ ve} \quad (1.5.)$$

$$G(s) = TF_{kontrol} * TF_{oda} \quad (1.6.)$$

Açık çevrimli transfer fonksiyonu ise uygun bir denklem şeklinde yazılırsa;

$$G(s)H(s) + 1 = 0 \quad (1.7.)$$

olur.

Kısaca lineer kontrol sistemlerinin çalışabilmeleri için denklemlerin özelliklerinin bilgi bağlantılarına ihtiyaç vardır. Aşağıda termostat için transfer fonksiyonunun hem başlangıç hem de bitiş sabit zamanı için bir bağıntı verilmiştir.

$$TF_{termostat} = \frac{e^{-sL_{termostat}}}{1 + \tau_{termostat} s} \quad (1.8.)$$

Alana monte edilmiş termostatlar için termostat gecikme zamanı  $L_{termostat} = 30 \sim 40$  s. tarzında ve zaman sabiti  $\tau_{termostat}$  ise dakika boyutundadır. Uzaktaki bir soğutucu serpantin üzerinde ölçülen sıcaklık belli değerler arasında oluşabilir. Bu farklılık geri beslemeden kontrol edilebilir. Böyle bir yaklaşım ilk defa Pade tarafından ortaya atılmıştır. Bu yaklaşım kararlı bir durum için incelendiğinde sistemin transfer fonksiyonu polinom şeklinde olmalıdır. Ters dönüşüm için  $sL$  değeri

$$e^{-sL} = \frac{2 - sL}{2 + sL} \quad (1.9.)$$

şeklinde olur. Bu denklemdeki  $sL$  değeri HVAC eleman ve sistemleri için transfer fonksiyonudur (Kreider ve Rabl).

### 1.3. Otomatik Kontrol Elemanları

HVAC sistemleri içerisindeki hava, su, buhar veya çeşitli akışlar çoğu kez otomatik kontrol aletleri tarafından ayarlanır. HVAC sistemlerinde su ve buhar akışlarını ayarlayan kontrol aletleri valfler, hava akışını düzenleyen ve kontrol altında tutan kontrol aletleri ise damperlerdir. Bu ekipmanların esas işlevlerini yerine getirebilmeleri için uygulanacakları alanlara göre uygun büyüklüklerde seçilmelidirler. Otomatik kontrol sistemlerinin valf ve damper elemanlarıyla olan bağlantısı operatör ve tahrik edici olarak isimlendirilebilir. Bu cihazların çalışması esnasında damperin veya vananın açılıp kapanma hareketini gerçekleştirmek için hidrolik akışkan, basınçlandırılmış hava veya elektrik enerjisi kullanılır.

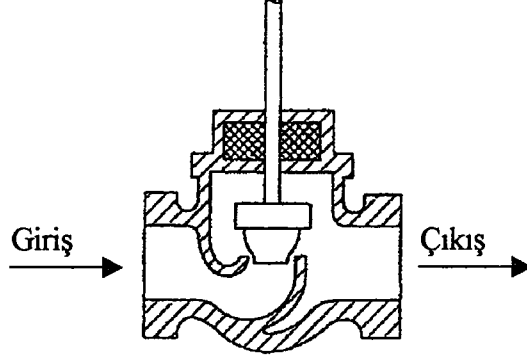
#### 1.3.1. Valfler

Bu otomatik kontrol vanası buhar akışını su, gaz ve diğer değişken akışkanların akışını kontrol etmeye yarayan bir orifis konumundadır. Kontrol işlemi, elektrik veya pnömatik operatörün tepkisiyle bir itme sinyali üretilerek gerçekleştirilir. Valf ile kısma işleminin gerçekleştirileceği özellikle V ağız kısmı istenilen akış özelliklerini oluşturacak dizaynda donatılmalıdır.

Bu vanaların bileşiminde disklerin kullanılması yaygındır. Disklerin malzemesi iyi kalitede ve uygun boyutlarda seçilmelidir. Çalışma sıcaklığında ve çalışma basıncında sistemi en iyi şekilde idare etmelidirler. Yüksek basınç ve kızdırılmış buhar kullanılan yerler için metal diskler kullanılmalıdır. Valf, bir daire içersine yerleştirilmiş kısma vanası veya V kenar ağızlı disk, kolu ve gövdeden oluşmuştur. Bazen paslanmaz çelik veya diğer sert korozyona mukavemetli metallere yapılır (Martin ve Oughton, 1997).

### 1.3.1.1. Tek Yollu (Yüzeyli) Valfler

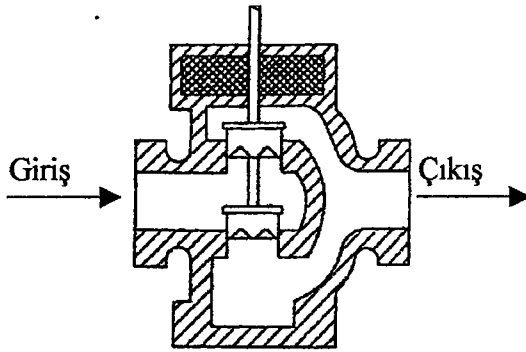
Şekil 1.5'de tek yüzeyli bir valf gösterilmiştir. Bu valfler sızdırmaz özelliğe sahip oldukları için değişik basınç ve yüklerde kullanılabilirler. Bu vanalar maksimum çalışma şartları için uygun malzemedan yapılmış disklerden dizayn edilmişlerdir



Şekil 1.5. Tipik tek yüzeyli iki yollu valf (Martin ve Oughton, 1997).

### 1.3.1.2. İki Yollu (Yüzeyli) Valf veya Denge Valfi

Şekil 1.6'da iki yollu valf veya dengeleme valfi dizaynı gösterilmiştir. Valf aktif bir basınç ile karşılaştığı zaman disk asıl görevi olan dengeleme işini yaparak operatör için gerekli kuvveti azaltır. Bu valfler genellikle basınç akışlarında ve özellikle yüksek basınç akışlarına izin vermek için kullanılırlar. Tek yüzeyli vanalar sızdırmazlık gerektiren durumlarda kullanılmalarına karşılık iki yollu vanalar sızdırmazlık gerektiren yerlerde kullanılmazlar (Martin ve Oughton, 1997).

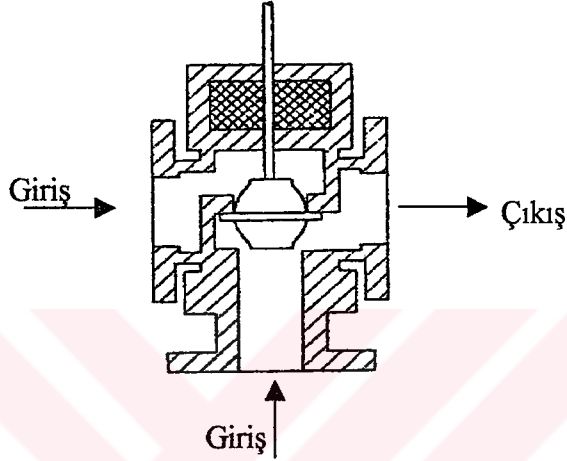


Şekil 1.6. Tipik Çift yüzeyli iki yollu valf (Martin ve Oughton, 1997).



### 1.3.1.3. Üç Yollu Karıştırma Valfleri

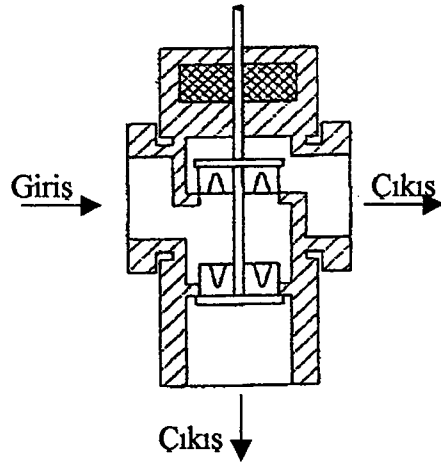
Şekil 1.7'de bir üç yollu karıştırma valfinin dizayn resmi gösterilmiştir. Üç yollu karıştırma valfi; iki tane giriş bağlantısı, bir tane çıkış bağlantısı ve araya yerleştirilmiş iki yüzeyli çalışma diskinden dizayn edilmiştir. Bu valfler iki girişe sahip akışların karıştırılmasında kullanılırlar. Karıştırma işlemi valf çubuğu ve diskin birlikte pozisyon değiştirilmesiyle gerçekleştirilir ve sistem için gerekli olan ortak bir çıkış elde edilmiş olur (Martin ve Oughton, 1997).



Şekil 1.7 Tipik üç yollu karıştırma vanası(Martin ve Oughton, 1997).

### 1.3.1.4. Üç Yollu Ayrıştırma Valfleri

Şekil 1.8'de bir üç yollu ayırıştırma valfi dizayn resmi gösterilmiştir.

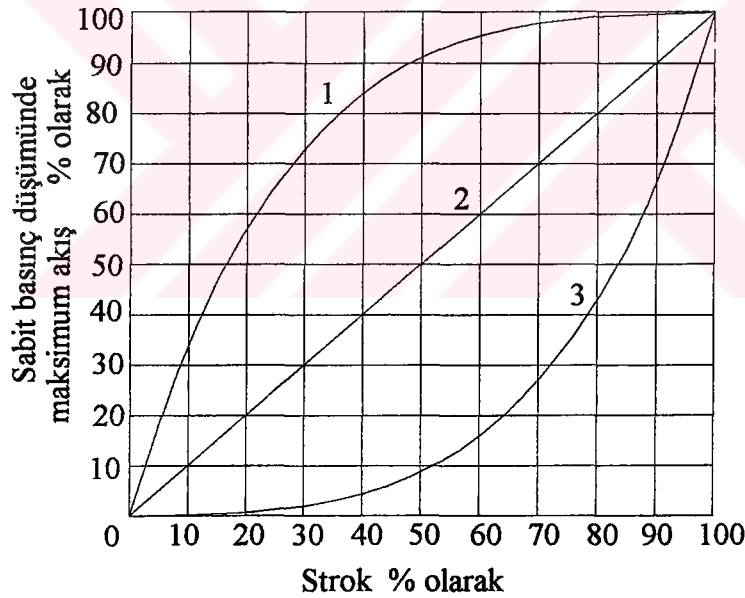


Şekil 1.8 Tipik üç yollu ayırıştırma vanası (Martin ve Oughton, 1997).

Üç yollu ayrıştırma valfi bir giriş bağlantısı, iki ayrıştırıcı disk ve iki ayrıştırıcı yüzeyden oluşmuştur. Bu vanalar ile akışkan ayrıştırılarak sadece bir çıkış akışı kullanılabilirdiği gibi oransal akıflarda her iki çıkış akışı da kullanılabilir. Kelebek vanalar dairesel olarak yapılmış, ağır, eksenini etrafında dönebilen bir diskten oluşmuştur. Tek kanallı damperlerde prensip olarak aynı kelebek vana gibidirler. Valfin disk yüzeyleri dairesel olmasına karşın gövde içerisi ve gövde daha esnek işlenmiştir. İki adet kelebek valf beraber kullanılarak ayrıştırma ve karıştırma yapılabildiği gibi üç yollu valf ile bu işlemi gerçekleştirmek daha kolaydır (Martin ve Oughton, 1997).

### 1.3.1.5. Valflerin Özellikleri

Valflerin belli bir süre sabit basınç ve darbe altında çalışması ile akış özelliklerini belirlemek mümkündür. Bu özellikler üç tane olup Şekil 1.9'da gösterilmiştir.



Şekil 1.9 Tipik akış özellikleri (Haines ve Wilson, 1998)

Bu özelliklerden ilki (1) çabuk açılma özelliği olup maksimum akış değerine yaklaştığı zaman valf hızlı bir şekilde açılmaya başlar. Bir diğer özellik ise doğrusallıktır. (2) Bu özellikte ise açılma ve akış birbiriyle oransal olarak ilişkilidirler. Üçüncüsü ise oran eşitliği özelliğidir. (3) Bu özellikte akış oranındaki artma ile açılma oranındaki artma birbirleriyle aynı olacağından tamamen önceki

basınç değerinin düşmesiyle nadiren de olsa valf belli bir süre sabit kalacak açılması değişiklik gösterecektir. Gerçek çalışma değeri genelde saparak özellik kavis olacaktır (Haines ve Wilson, 1998).

### 1.3.1.6. Valfin Çalışması

Valf üç genel tipte çalışır. Bunlar, selenoid çalışma, elektrik motorlu çalışma ve pnömatik çalışmalardır. Selenoid çalışmada manyetik bobinin çalışması bir pistonun çözülmesini sağlar. Bu yöntem iki pozisyonlu çalışmalarda kullanılır. Genellikle selenoid çalışan valfler gaz, su, hava ve soğutucu akışkan kontrolünde kullanılırlar. Valflerin maksimum çapları 3 inç değerindedir. Elektrik motoru ile çalışma; elektrik motoru valf çubuğunu, dişli takımlarını ve manivela kolunu çalıştırır. Elektrik motorunun çalışmasını tek yönlü çalışma, yay dönüşlü çalışma ve iki yönlü çalışma olarak üç bölümde sınıflandırabiliriz. Tek yönlü operatör iki pozisyonda çalışmakta olup şaft milinin yarım tur dönmesiyle valf açılır ve diğer yarım tur dönmesiyle valf kapanır. Bu dönme esnasında açılmaya devam eden valf ile yapılan kontrol hareketi kontrolsüz bir şekilde gerçekleşir. Limit saatleri her darbenin bitiminde motorun çalışmasının durdurulması esasına göre yapılmıştır. Şayet zamanla iyi bir kontrol gerçekleştirilirse valf diğer pozisyon için çalışmaya devam eder. Yay dönüşlü çalışma; iki pozisyonlu çalışmalar için kullanılır. Elektrik etkisiyle motor tahrik edilir ve valf birinci hareketini gerçekleştirir. Dolaşıma ara verildiği zaman yay sayesinde valf normal pozisyona getirilir. İki yönlü çalışma; şamandıralı ve oransal çalışmalarda tercih edilir. Motor doğrudan çalışır ve herhangi bir pozisyonda motorun çalışması durur. Bazen yay dönüşlü olarak yapılırlar. Oransal kontrol uygulamalarında potansiyometreler için dengelemede motor tahrik kontrol uygulamalarında kullanılırlar. Pnömatik çalışmada; yay karşısında esnek diyagram veya körük bağlantısı bulunur. Bu bağlantı ile basınçlı hava hareketiyle valf çubuğunun hareketini artırarak valf çubuğu ve eş zamanlı basınçlı yayı oluşturmak amaçlanmıştır. Yaylı pnömatik çalışmalarda ya karşılıklı iki diyagram veya iki taraflı diyagram kullanılır. Bazen tekli diyagram kullanılan sistemler de mevcuttur. Fakat büyük valflerde yüksek basınç ile çalışan özellikle limit uygulamalarında iki taraflı diyagramlar kullanılmaktadır ( Rizzi, 1980 ).

### 1.3.1.7. Otomatik Kontrol Valfleri ve Seçimi

Genelde tasarlanan tüm HVAC sistemlerinde, enerjinin kontrolü otomatik kontrol valfleri ile yapılmaktadır. Milin % 0'dan % 100'e doğru hareketi sırasında oluşan etkiler ve bunun sonucunda enerjinin korunumu çok önemlidir. Bir kontrol valfi genel olarak içinden geçen akışkanın debisini kontrol etmek amacıyla kullanılır. Otomasyonun her uygulamasında kullanılan kontrol valfleri, sıcaklık, basınç, ve debi kontrolleri için en uygun mutlak kontrol elemanlarıdır. Isıtma ve klima endüstrisindeki kontrol sistemlerinin % 90'ından daha fazlasında herhangi bir valf değişmez bir kontrol elemanı olarak kullanılır. Başka bir deyişle satılan her 100 termostattan, basınç kontrol cihazlarından, kontrol panellerinden vs. yaklaşık 90 adedi buhar ve su vanalarını konumlandırılmaktadır. Bina endüstrisinin bütün bölümlerinde hassas kontrol talebinin artması, oransal kontrol kullanımının artması sonucunu getirmiştir. Oransal bir sistemde randımanlı çalışmayı sağlamak için iyi valf seçimi gereklidir. İyi valf seçimi neticesinde, daha dengeli bir ısıtma ve soğutma ortamı kontrolü ve böyle binada daha dengeli sıcaklık veya diğer kontrol edilen şartlar sağlanır. Doğru şekilde boyutlandırılmış valfler, özellikle oransal sistemlerde yakıt masrafları açısından bakıldığında daha ekonomik bir çalışmayı sağlar. Doğru boyutlandırılmış bir valf gerekli olduğundan daha fazla açılıp kapanacağından doğru seçilmiş valf daha uzun bir ömür sağlayacaktır.

Valf seçimine geçmeden önce valfleri karakterize eden bazı tanımları bilmek gereklidir. Bunlar;

DN: Valfin tesisata bağlantı ölçüsünü ifade eder. Birimi mm' dir. DN 100 diye tanımlanmış bir valfin tesisata bağlantı çapları 100 mm. dir.

PN: Valf gövdesini meydana getiren malzemenin müsaade ettiği maksimum çalışma basıncını ifade etmek için kullanılır. Birimi "bar" dır. PN 16 sınıfı bir valfin gövdesinin maksimum dayanma basıncı 16 bar dır.

Kv: Valfin herhangi bir strok değerinde 1 barlık basınç düşümü ile valften geçen akışkanın m<sup>3</sup>/h cinsinden debi değeridir.

Kvs: Valfin tam açık konumdaki Kv değeridir.

Kaçırma oranı: Valf tam kapalı pozisyonda iken valften geçen debi değeridir. Gerçek bir kontrol uygulanabilmesi için, Kvs değerinin % 0.5'ten büyük olması tavsiye edilmez.

Bir valfin kendisinden beklenen kontrol işlevini yerine getirebilmesi için uygun büyüklükte seçilmiş olması gerekir. Sıvı akışkanlı sistemlerde kontrol valfi seçimini yapabilmek için; valfin kontrol edeceği debi değerini ( $m^3/h$ ) veya yükün kapasite değerini (Kcal/h) bilmek gerekir. Buradan da valf için gerekli olan Kvs değeri tayin edilir.

$$Q = \frac{\text{kapsite}}{\Delta t \cdot 1000} \left( \frac{m^3}{h} \right) \quad (3.1.)$$

$$Kvs = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P_o}} (m^3 / h) \quad (3.2.)$$

burada;

$\Delta t$  : akışkanın taşıdığı ısı farkı

$\Delta P_o$  : atü cinsinden valfteki müsaade edilen basınç düşümüdür (mss). Özel bir değer yoksa, sıcak su için 0,6-1 mss arası, soğuk su için 1-2 mss arası, kızgın su için 2-4 mss arası değerler alınabilir (Koç, 1995).

### 1.3.2. Otomatik Damperler

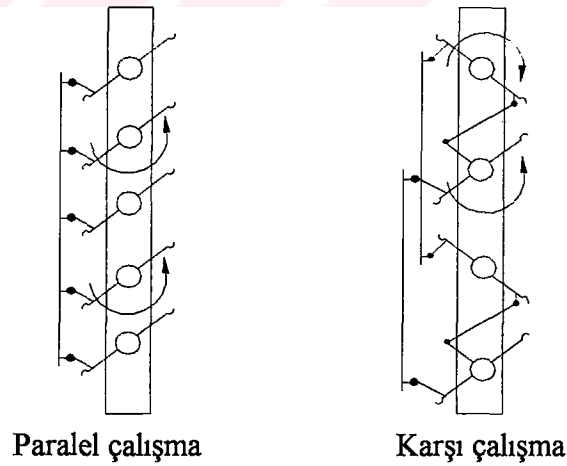
Otomatik damperler hava veya gaz akışını kontrol etmek için dizayn edilmekte olup işlev olarak valf gibi çalışırlar. Genellikle çelik kanat ve kafesten oluşurlar malzemeleri sağlam yapıdadır. Bazı özel buhar uygulamaları için korozyona dayanıklı malzemeler kullanılır. Büyük damperlerin yapımında iki nokta etkili olup, bunlar dayanıklılık ve rahatlaktır. Bu ünitelerin seçiminde birbirleriyle uyum içinde çalışmaları etkilidir. Damperler genellikle aşağıdaki tiplerde yapılırlar.

#### 1.3.2.1. Tek Kanatlı Tip Damperler

Bu damperler genellikle küçük hacimler için kullanılmalıdır. Çünkü yüksek basınçlı hava kullanan sistemler için uygun çalışma şartlarını sağlamak zordur.

#### 1.3.2.2. Çok Kanatlı Damperler

Çok kanatlı damperler sistemin ihtiyacına göre iki veya daha çok kanatlı olarak yapılırlar. Sırasıyla paralel çalışma vasıtasıyla bütün kanatlar aynı yönde döndürülür. Karşı çalışmada ise komşu kanatların dönmesi zıt yönde meydana gelir. Şekil 1.10'da paralel ve karşı çalışmalı damperler gösterilmiştir (Rizzi, 1980).



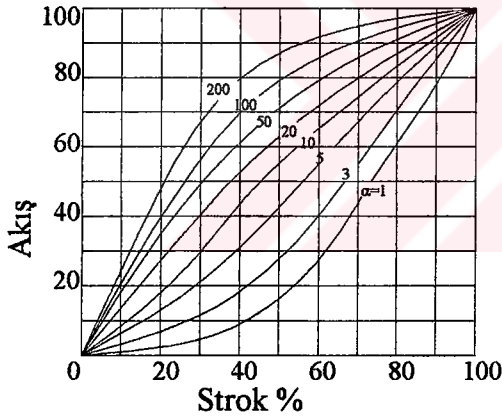
Şekil 1.10 Tipik çok kanatlı damperler (Kreider ve Rabl, 1994)

### 1.3.2.3. Karıştırma Damperleri

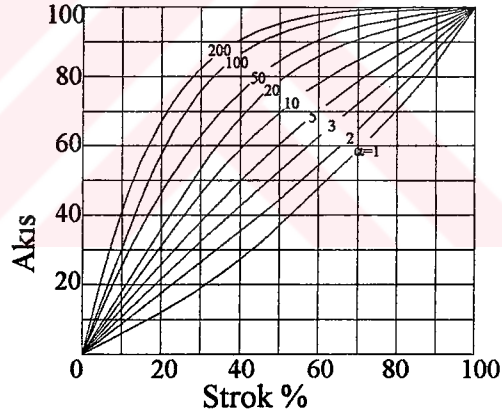
Karıştırma damperleri iki bölümün birleşmesinden oluşur. Bunlardan birinci bölüm açma diğer bölüm ise kapama işlemini yapar. Bu damperler tek yönlü, yay dönüşlü veya iki yönlü çalışabileceği gibi elektrik motorlu vana gibi de çalışırlar.

### 1.3.2.4. Damperin Özellikleri

Hava akışının elle kontrol edildiği sistemlerde paralel kanatlı ve karşıt kanatlı damperler kullanılır. Paralel kanatlı damperler iki pozisyonlu çalışmalarda uygun olup ve ilk kaynağı basınç düşümü olan sistemlerde kontrolü ayarlamak için kullanılırlar, bununla beraber karmaşık kanatlı damperler daha iyidir. Çünkü normalde daha iyi kontrolü sağlarlar. Şekil 1.11 ve 1.12'de bu damperlerin özellikleri gösterilmiştir. Burada  $\alpha$  basınç düşümü ile damperin maksimum açıklıktaki oranını göstermektedir (Krieder ve Rabl, 1994).



Şekil 1.11 Karşılıklı damperlerde akış özellikleri (Krieder ve Rabl, 1994)



Şekil 1.12 Paralel damperlerde akış özellikleri (Krieder ve Rabl, 1994)

### 1.3.3. Sensörler

Sensörler kontrol sisteminin değişen kontrol değerlerini ölçen bir elemandır. Sensör ile yapılan kontrolde elemanın fiziksel ve elektriksel özelliklerinden yararlanılarak asıl duyar elemanın mekanik veya elektrik sinyali üretmesi sağlanır. Bu alet mekanik, ısıl veya elektriksel enerjiyi bir hissedici eleman ile değiştirir. Sensör bir gövde içerisinde; duyar eleman, termistör, sıcaklık değişimlerini hissedici eleman ve

elektrik rezistansından ibarettir. Aşağıda duyar elemanın monte edildiği yerler verilmiştir.

- a) Oda duvarına monte edilmiş duyarlı oda termostadı,
- b) Kanal içersine yerleştirilmiş duyar eleman kanal boyunca çalışır.
- c) Tank ve boru içersine akıştaki sızdırmazlığı sağlamak için yerleştirilmiş eleman
- d) Uzaktan kumandalı sensör; özellikle sıcaklık ölçüm uygulamalarında kullanılır. Termostat istenilen uzaklıkta bir yere monte edilir ve merkezi bir panel üzerinden kontrol işlemi gerçekleştirilir. Uzaktan kumandalı sensörler gömme ve daldırma tip olarak yapılırlar.
- e) Yüze monte edilen sensörler, boru veya diğer yüzeylere monte edilirler ve sıcaklık duyar elemanlarını kapsarlar (ASHRAE, 1995).

### 1.3.3.1 Sıcaklık Sensörleri

Sıcaklık duyar elemanı; bi-metal şeritleri, farklı metallere oluşan çubuk ve tüpleri, kapalı körük veya uzaktan kumandalı hissediciler ile elektriksel elemanları kapsamaktadırlar.

Bi-metal elemandan uzama katsayısı birbirinden farklı iki elemanın sıcaklıkla şekil değişimine uğraması prensibinden hareketle yararlanılır. Bu elemanlar düz tip, firkete tip, zemberek tip, helezon tip, boru ve çubuk tip olarak yapılırlar. bi-metal elemanı çevreleyen sıcaklık artarsa iki metal genleşmeye başlar. Ancak metallere biri diğerine göre daha hızlı genleşir. Bu durum metal şeridin eğilmesine ve kontakların kapanmasına neden olur. Sıcaklık düşünce ise metallere büzülecek böylece eleman gerilecek ve kontaklar açılacaktır. Kapalı körük eleman ise sıvı, gaz ve sıvı+buhar karışımı bir madde ile doldurulmuştur. Körük şeklinde şekil değiştirebilen kapalı bir elemandır. Civardaki sıcaklık değişimleriyle sıvı, gaz veya buhar hacminin ve buna bağlı olarak basıncın artması veya azalmasıyla eleman şişer veya büzülür. Bu hareket sayesinde kumanda devresini açıp kapatmak mümkündür. Direnç elemanlarında ise metallere öz direncinin sıcaklıkla değişmesi prensibinden yararlanılır (Özkol, 1999).



### 1.3.3.2. Basınç Sensörleri

HVAC uygulamalarında karşılaşılan basınç seviyeleri genellikle yüksek olarak ifade edilen basınçlardır ki bunlar psi veya atm birimleriyle verilirler. Bunların ölçümü veya izlenmesi sıcaklık izleyicilerden körük tipindeki elemana benzer elemanlarla yapılabildiği gibi bourdon tüpü adıyla anılan yarım ay şeklindeki boru elemandan da yararlanılarak yapılabilir. Körük tip basınç kontrolünde, körük bir kılcal boru vasıtasıyla doğrudan sistemin içine bağlanmıştır. Sistem içindeki basıncın değişmesiyle körükteki basınç değişir. Bu da körüğün, basınca bağlı olarak içeri veya dışarı hareket etmesine neden olur. bourdon tüplü basınç kontrolünde ise bir civalı hazne bulunur. Sistemdeki basıncın artması ile civalı hazne hareketlenir ve elektrik kontaklarını açıp kapatarak sistemi kontrol eder (Carrier, Cherne, Grant ve Roberts, 1959).

### 1.3.3.3. Nem Sensörleri

Bu tip elemanlar genellikle rölatif neme duyarlılığı fazla olan organik (deri, insan saçı, ahşap, kağıt, naylon) veya sentetik elyaf ve şeritlerden yapılırlar. Bu elemanlar iki başından gergin şekilde tutulacak tarzda bir sviç mekanizmasına irtibatlandırılır ve rölatif nem değişimi sonucu boyu uzayan veya kısalan eleman sviç mekanizmasını hareket ettirerek kontrol devresini açıp kapatır (Carrier, Cherne, Grant ve Roberts, 1959).

### 1.3.3.4. Su Akış Sensörleri

Su akış sensör elemanları basit sensörlerden farklıdır. Bunlarda belli başlıları, orifis plakası, pitot tüpü, venturi, akış memesi, turbin ölçer, manyetik akış ölçer ve vorteks akış ölçerlerdir. Her özelliğinin ayarlanması, hassasiyet, verimlilik ve maliyet gibi farklı koşulların sağlanmasıyla yapılabilir. Genellikle değişken basınç tiplerinde orifis plakası, pitot tüpü, ventüri ve akış memesi basit ve ucuzdur. Fakat bu sensörler sınır şartlarının ayarlanmasında ve hassasiyetin istendiği durumlarda kullanılmazlar. Daha karışık akışlarda ise türbin, manyetik ve vorteks akış ölçer sensör elemanları

kullanılır. Bu tip sensörler pahalı olmalarına karşılık çok daha hassas ve yüksek akış ayarlama imkanı sağlarlar (Rizzi, 1980).

#### 1.3.4. Yardımcı Kontrol Elemanları

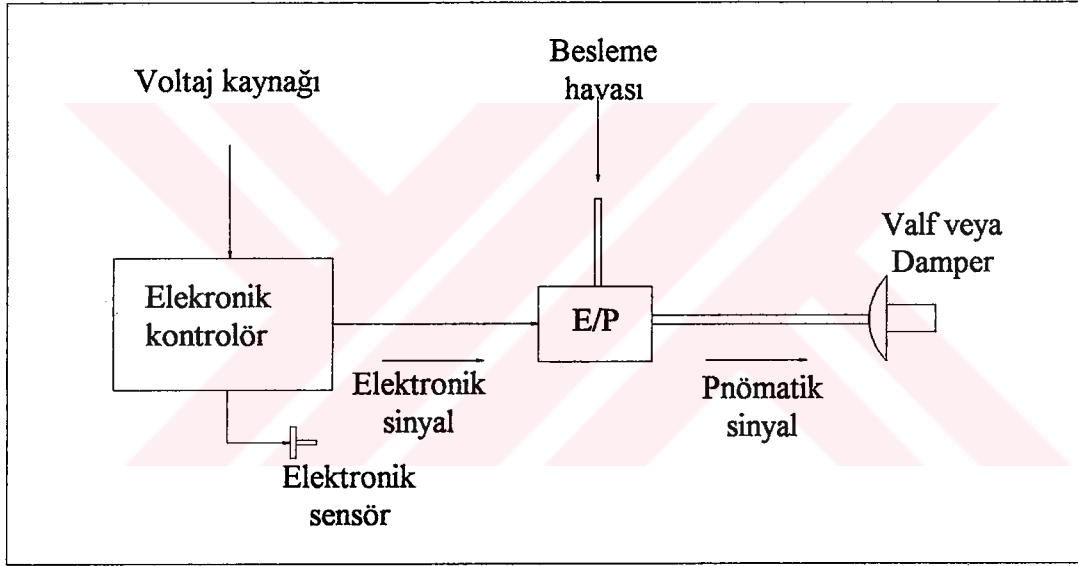
Geleneksel kontrol sistemleri ve kontrol aletlerine ilave olarak kontrol sisteminin değişik fonksiyonlarını yerine getirmek için yardımcı kontrol aletlerine ihtiyaç vardır. Elektrik ve pnömatik kontrol sistemlerinde yardımcı kontrol aletleri aşağıda verilmiştir.

- a) Transformatör (Dönüştürücü); Sistem için gerekli voltajı sağlamak için kullanılır.
- b) Elektrik röleleri; Elektrikli ısıtıcılarda yakıt brülörünün motorunun çalıştırılması ve durdurulmasında, soğutma kompresörünün, fanın, pompanın, ve diğer cihazların, kontrolü ile büyük elektriksel yüklerin doğrudan kontrol edilmesi işleminde kullanılır.
- c) Potansiyometre; Elle orantılı kontrol aletlerinin ayarlanması veya elektronik kontrollerde ayar noktasının uzaktan ayarlanması amacıyla kullanılırlar.
- d) Elle kumanda edilen şalterler; İki pozisyonlu veya çok pozisyonlu tip olarak yapılırlar. Tekli veya çoklu kutupların çalıştırılması için kullanılırlar.
- e) Yardımcı Şalterler; Valf ve damperlerin ardışık bir şekilde çalışmalarını sağlamak için kullanılırlar.
- f) Hava kompresörleri ve aksesuarları; Kurutucu ve filtreleri kapsamaktadır. Bu elemanlar sayesinde havayı temizlemek ve kurutmak için gerekli basınç kaynağını sağlamak mümkündür.
- g) Pnömatik elektrik röleleri; Havayı basınçlandırmak veya elektrik devresini kesmek için kullanılırlar.
- h) Elektro pnömatik röleler; Elektriksel kumandalı olan röleler ile hava valflerindeki pnömatik elemanların çalıştırılması sağlanır.
- ı) Pnömatik röleler; Basınç kontrolünün kumandası ile sayısal fonksiyonların üretiminde kullanılırlar. Bu elemanları iki gruba bölmek mümkündür. Birinci grup iki pozisyonlu röleleri kapsamaktadır. Bu röleler orantılı aletlerin kumandasının kontrolüne izin verirler. Ayrıca bir veya iki pozisyonlu aletlerin kumandasında tercih edilirler. Bu aletler otomatik şalterin çalışmasında da kullanılırlar. İkinci grup ise

orantılı rölelerdir. Orantılı kontrollerde, çok yüksek veya daha alçak iki basıncın ayırımında, iki veya daha çok basıncın ortalamasında, farklı iki basıncın yanıtlanmasında, basınç eklenmesi veya çıkartılmasında, basınç değişikliklerini geciktirmede veya büyütmede ve diğer benzer fonksiyonların gerçekleştirilmesinde kullanılırlar (Levenhagen ve spethmann, 1993).

i) Ayarlama röleleri; bu röleler valf ve damperlerin çalışma hassasiyetlerini ayarlama ve basınç değişikliklerine yanıt vererek kontrol işlemini yapmayı sağlarlar.

j) Şalter röleleri; pnömatik olarak havalandırma rölelerini açma veya kapama işlemini gerçekleştirmek için kullanılırlar. Şekil 1.13'de elektronik ve pnömatik kontrol elemanlarını içeren bir kontrol şeması gösterilmiştir. (ASHRAE, 1995).



Şekil 1.13. Elektronik ve pnömatik kontrol elemanlarını içeren bir kontrol şeması

## 1.4. HVAC Alt-Sistem Kontrolleri

Koşullandırılması yapılacak bina yada proses için dizayn edilen HVAC ekipmanları sistemden sisteme değişmesine rağmen HVAC sistemi üzerinde otomatik kontrol sistemi tarafından yapılması istenilen kontrol işlemleri, belirli ana başlıklara oturtulabilir. Burada alt kontrollerden kasıt, bütün sistemi kontrol edebilen alt parçacıklara bölerek kontrol etmek ve daha sonra bu parçacıkların diğer kısımlar ile olan bağlantılarını da sağlayarak sistemi kontrol açısından tamamlamaktır. Örneğin, bir klima santralinde önce alt kontrol olarak soğutucu serpantin kontrolü yapılır. Daha sonra bu serpantin dış hava damperleri ve diğer ekipmanlarla olan mantıksal bağlantısı sağlanır.

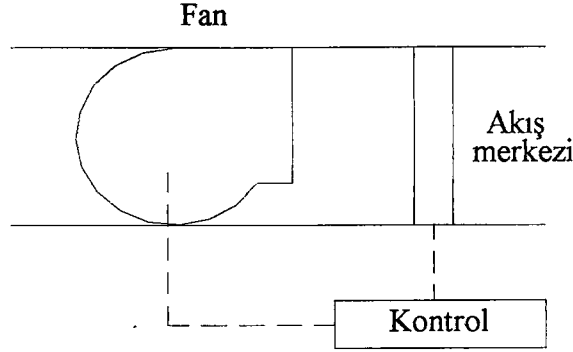
### 1.4.1. Fan Kontrolü

Hava hareketini sağlayan pek çok değişik cihaz mevcuttur. HVAC sistemlerinde kullanılanlar ise fan olarak adlandırılan radyal ve aksiyal şeklinde iki gruba ayrılan cihazlardır. Ayrıca, fan iklimlendirilmiş havayı vermek maksadıyla kullanıldığında vantilatör, kullanılmış havayı ve egzostları toplamak (almak) maksadıyla kullanıldığında ise aspiratör adıyla anılır. Vantilatör ve aspiratörün aynı tipleri genel yapı itibariyle birbirinin aynıdır. Aksiyal veya santrifüj tip fanlarda basıncın meydana gelişi; hava kütesinin santrifüj kuvvetinden ve kanatları terk ederken havanın sahip olduğu kinetik enerjinin (hız) statik basınca dönüşmesi esnasında oluşur. Havanın hızı, kanatların hızı ile havanın kanatlara nazaran rölatif hızının geometrik toplamıdır. Öne eğimli kanatlarda bu iki hız birbiriyle aynı yönlü, geriye eğimli kanatlarda ise aksi yönlüdür. Bu sebeple geriye eğimli kanatlı bir fan öne eğimliden daha yüksek verimlidir. Aksiyal fanlar ise basıncının tamamını hızın statik basınca dönüşmesinden yararlanarak sağlar ve santrifüj kuvvetlerden yararlanmazlar. Ses yönünden ise aksiyal fanlar bilhassa 150 ile 4800 arasındaki oktav bantlarında radyal fanlardan daha fazla ses meydana getirirler. Radyal fanlar düşük frekanslarda fazla ses üretir ve çok yüksek frekanslardaki ses seviyeleri ise düşüktür. Fanlarla, hız ayarlaması, giriş fanı veya boşaltma damperi ayarlaması, çevresel fan ayarlaması,

kontrol edilebilir mesafenin ayarlanması ve giriş fanı kanatlarının ayarlanması vb gibi ayarlamalar yapılabilir (Özkoç, 1981).

#### 1.4.1.1. Sabit Debi Kontrolü

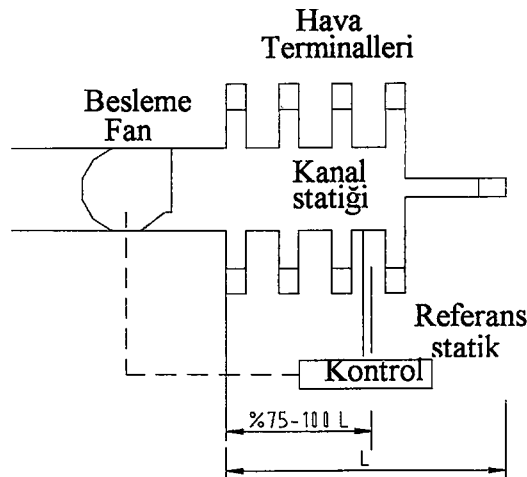
Sabit debi kontrolünde, sabit hava akış sayısı, kanal direncinin ayarlanmasını sağlar. (Şekil 1.14) (ASHRAE, 1995).



Şekil 1.14. Sabit debi kontrolü (ASHRAE, 1995)

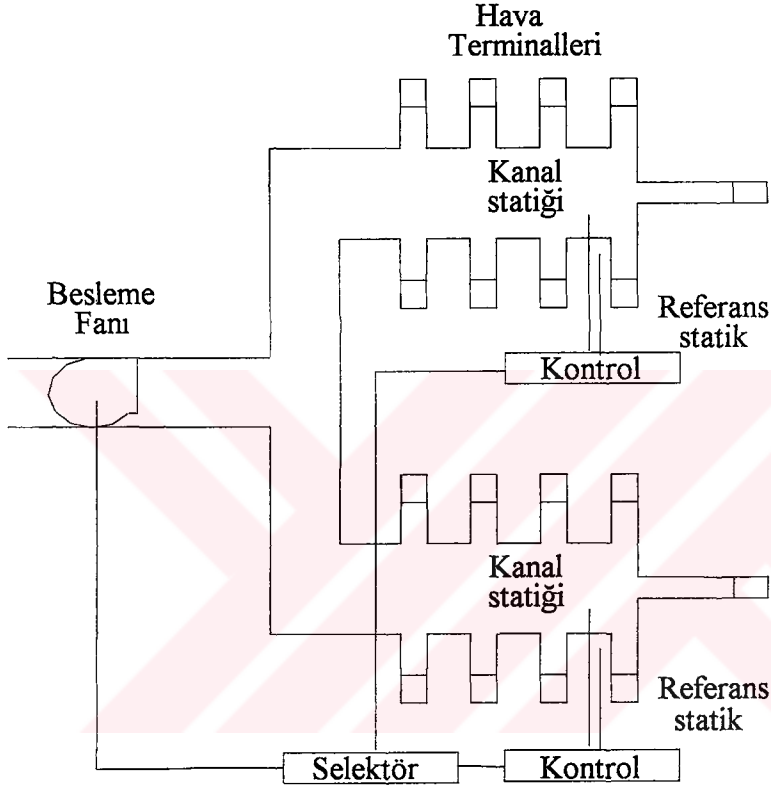
#### 1.4.1.2. Kanal Statik Kontrolü

Kanal statik kontrolü VAV ve diğer terminal tip sistemlerin statik basınçlarının ölçüldüğü yerlerde yapılır. Bu tip sensörler %75 ila %100 aralıktaki ilk ve son hava terminalinin bulunduğu aralıklara yerleştirilirler. (Şekil 1.15)



Şekil 1.15: Kanal statik kontrolü (ASHRAE, 1995).

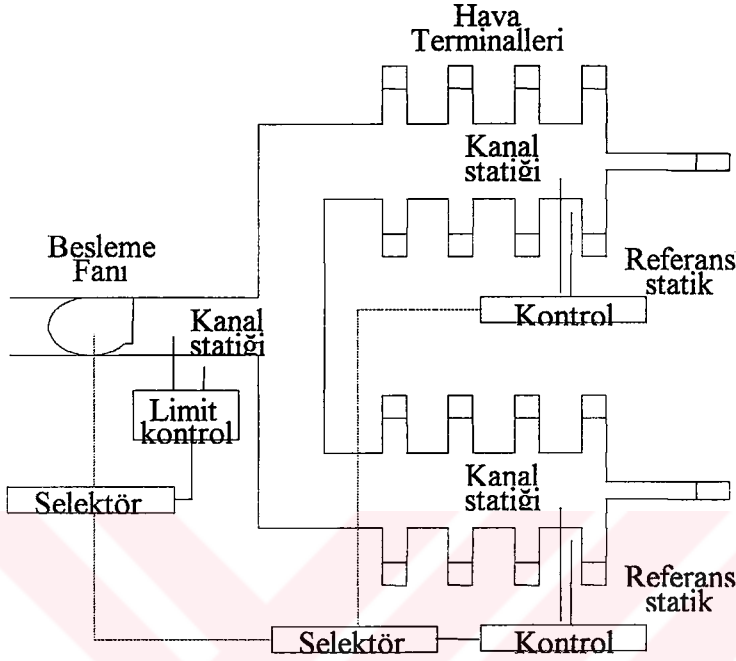
Referans olan statik sensörlerin yerlerinin seçimi dikkate alınmalıdır. Kontrol işleminin bozulmaması için, kapı açılıp kapanmasını, asansör hareketini ve diğer kaynaklardan oluşabilecek hava türbülansının önlenmesi gereklidir. Tamamen besleme havasına göre dizayn edilmiş veya tamamen havalı terminal ünitelerde minimum statik basıncı sağlamak için en uygun çalışma basıncı seçilmelidir. Çoklu statik sensörleri (Şekil 1.16.) tek kanaldan beslenen fanın kullanıldığı sistemlerdir.



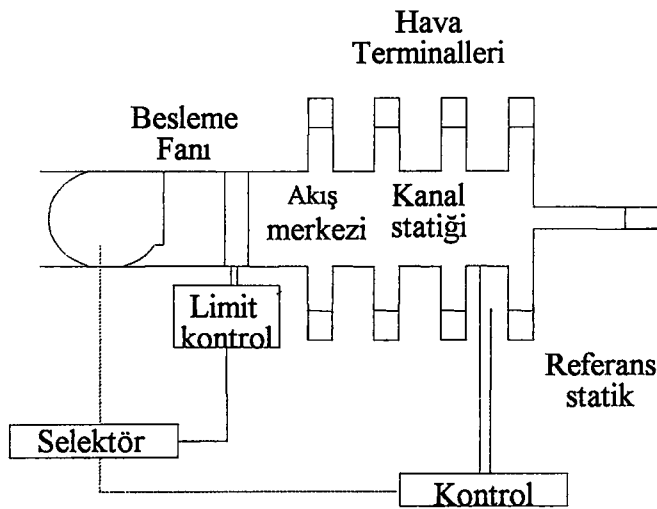
Şekil 1.16. Çoklu Statik kontrolü (ASHRAE, 1995)

Bu sensörler alçak statik basınç şartları için fan kontrolü ile kanal çıkışının ayar noktasının kontrolünü gerçekleştirirler. Kanal statik limit kontrolleri genellikle besleme fanını tahliye etmek ve aşırı kanal basıncını önlemek için kullanılırlar. İki değişik kullanımları vardır. Fan kapamalı tipte yüksek limit kontrollerinde emniyeti sağlamak için fanı kapatarak çevrimi durdurur. İkinci tip yüksek limit kontrol tipi Şekil 1.17'de gösterilmiş olup bu tip sistemler bölgesel yangın damperlerinde kullanılırlar. Bölgesel yangın damperleri kapalı olduğu zaman kanal basıncı düşüktür. Fan modülasyonunu artırmak kanal statik kontrolüne sebep olur. Bununla beraber yüksek limit kontrolü önemini kaybeder. Besleme fanı ısınma kontrolünde

dönüş fanı önlenmeli ve besleme fanı havası dağıtılmalıdır. Dönüş fanına ısınma esnasında maksimum kapasitede hava akışı olmalıdır. (Şekil 1.18) Başka bir ifadeyle kanalda aşırı basınç olmamalıdır. Limit basınç kontrolleri yüksek hasarı önlemeli veya düşük basınçta kanalın çalışmasını sağlamalıdır (ASHRAE, 1995).



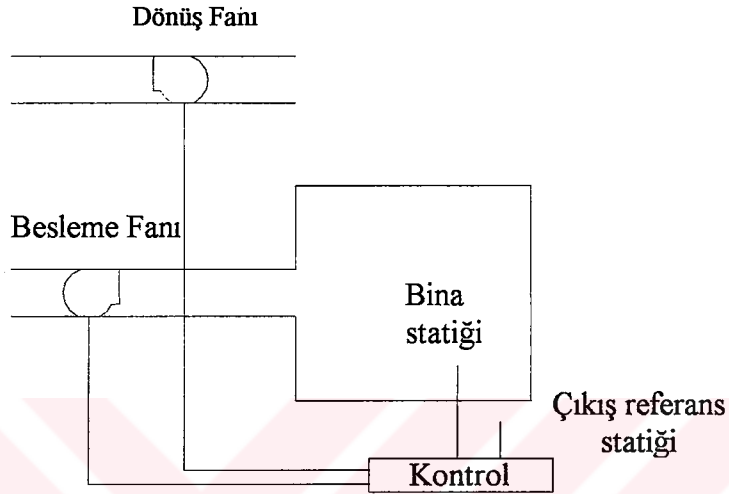
Şekil 1.17 Kanal limit statik kontrolü (ASHRAE, 1995)



Şekil 1.18. Besleme fanı ısınma son-hazırlık kontrolü (ASHRAE, 1995)

### 1.4.1.3 Dönüş Fan Kontrolü

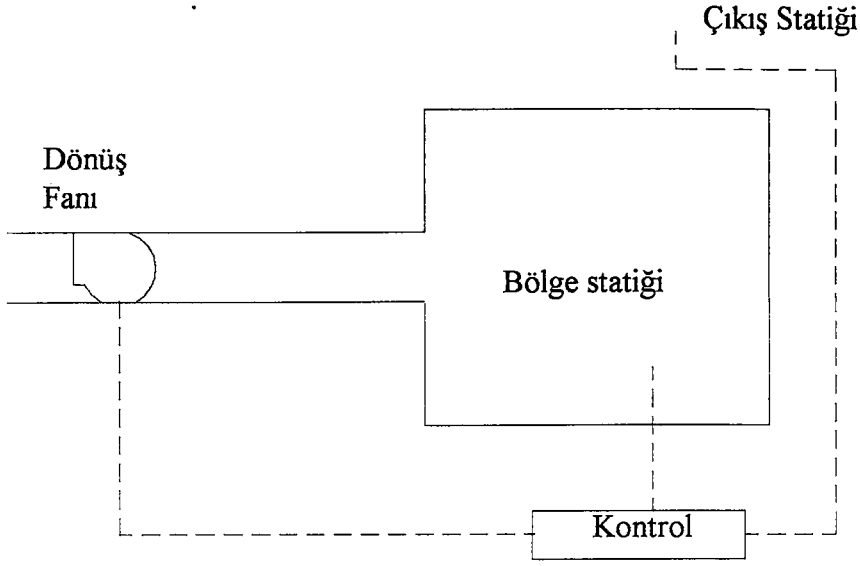
Dönüş fan kontrolü, VAV sistemlerinde uygun bina basıncı ve minimum çıkış havası sağlayan sistemlerdir. Kanal statik kontrolünde besleme fanı ile dönüş fanı gösterilmiştir (Şekil 1.19.). Açık çevrimli olan bu kontrolde aynı besleme ve dönüş fanı hava özelliklerine sahip olmaları gereklidir (ASHRAE, 1995).



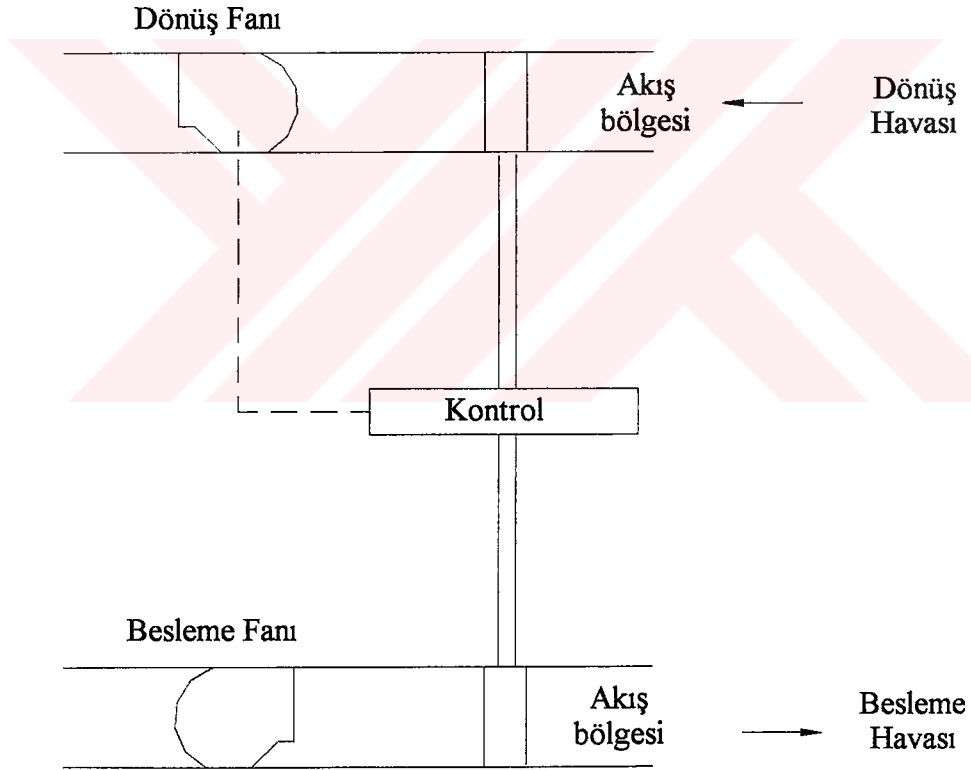
Şekil 1.19. Dönüş fanlı kanal statik kontrolü (ASHRAE, 1995)

Dönüş fanları hava akışı, minimum ve maksimum hava akış şartlarını düzenlemek için kullanılırlar. Doğrudan bina basınçlandırma kontrolünde dönüş fanı ile ortamın ve çıkış havasının statik basıncının ölçülmeside gereklidir (Şekil 1.20). Giriş bölgesindeki statik basıncın ölçülmesi dikkatli bir seçimi gerektirir. Kapı ve çıkış aralıkları ile asansör boşluğundan uzak bir yere sensör montajının yapılması gereklidir. Böylelikle büyük alanlar hava hızı etkilerinden korunmuş olur. Benzeri şekilde çıkış bölgesinde de seçimin dikkatli yapılması gereklidir. 3 ve 4.5 m. Üzerindeki yapılarda bütünüyle doğrudan rüzgar etkisine maruz bölgelerde minimum yönlendirme yapılmalıdır. Egzozt, fan şalteri ve bina geçirgenliği, çıkış havasında bir miktar değişme olabilir. Isınma modu esnasında bina statik basıncı sıfır diferansiyel basınca ayarlanır ve bütün egzoz fanları kapalı durumda tutulur. Hava akışını izlemek ve kanaldaki hava akışını ölçmek için dönüş hava fanı kontrolü Şekil 1.21 'de gösterilmiştir (ASHRAE, 1995).





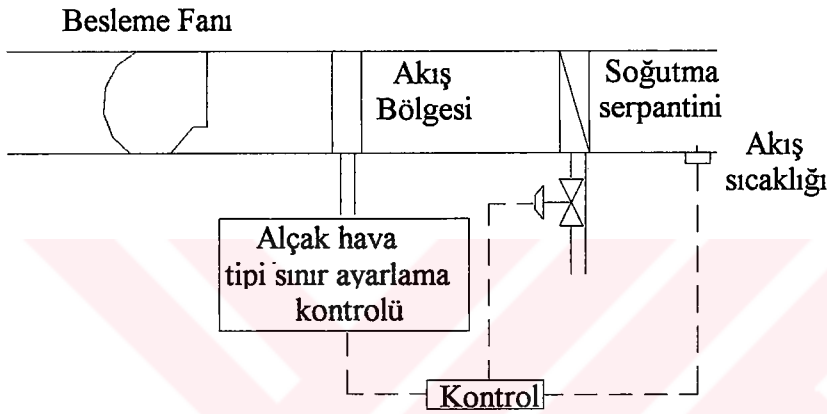
Şekil 1.20. Direkt bina basınç kontrolü



Şekil 1.21. Hava akışını izleme kontrolü

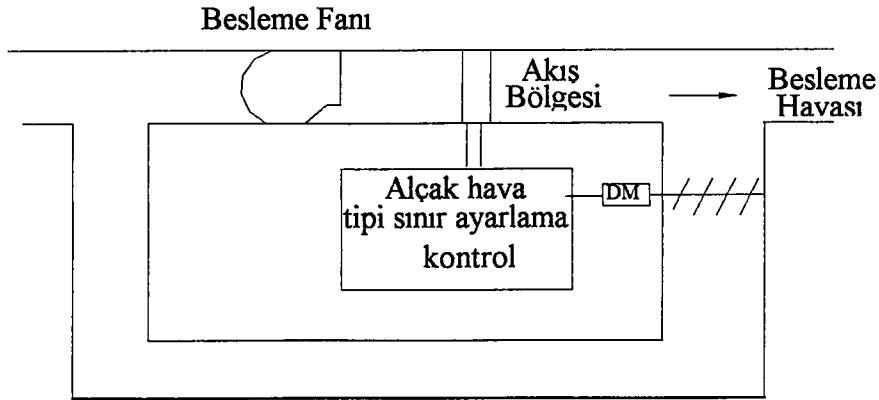
#### 1.4.1.4. Fanın Kararsız Çalışması

VAV sistemlerindeki fan kararsızlığı genellikle uygun fan boyutlandırılması ile önlenebilir. Buna rağmen hava akışındaki azalma büyükse (%60 üzerindeyse) sabit alan içersindeki hava akımını korumak için genellikle ardışık fan tekniği gereklidir. Bina soğutma yükleri daha büyük hava akışı gerektirdiği için (Şekil 1.22.) soğutma bobininin tahliyesi daha yüksek sıcaklığa ayarlanarak fan kararsızlığı önlenir. Gerekli fazla hava akışı ve sıcaklık ayarlaması arasından zaman gecikmesi yüzünden ayarlanan değer, fan kararsızlığı noktasının güvenli bölgesinde seçilmelidir.



Şekil 1.22. Besleme fanının kararsızlık kontrolü (ASHRAE, 1995)

Bu teknik kullanıldığında ortaya çıkabilecek kurutma gereksinimi ihtiyacı belirlenmelidir. Fan bypass, hava akışının muhafaza edilmesi için fan çevresindeki dolaşımını azaltmaya imkan verir. (Şekil 1.23) bu teknik düşük hava akışını sınırlamak için sabit kontrol hacmi yöntemini kullanır (ASHRAE, 1995).



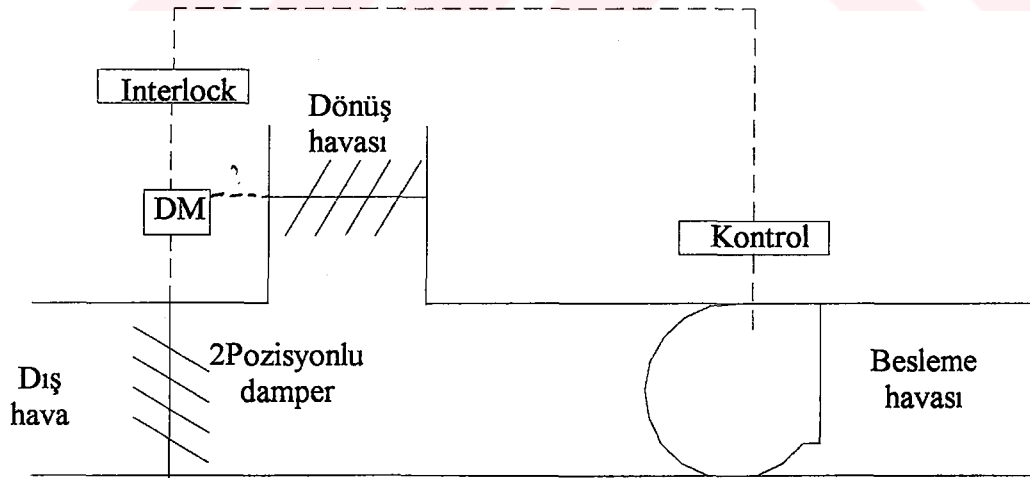
Şekil 1.23. Fan by-pass kontrolü ile besleme fanı kararsızlığının önlenmesi

## 1.4.2. Dış Hava Miktarı Kontrolü

Çoğu HVAC sistemlerinde, maliyeti hemen hemen sıfır olduğu için yılın uygun zamanlarında dış hava kullanılır. Bu kullanım sırasında amaca göre değişik kontrol mantıkları ayrı ayrı yada birlikte kullanılır (Öztürk, 1995).

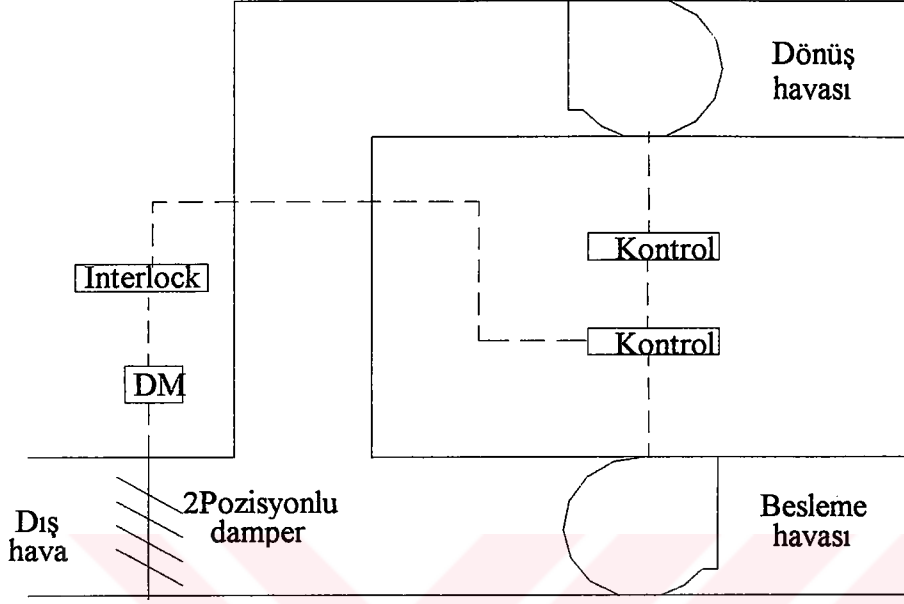
### 1.4.2.1. Minimum Sabit Dış Hava Kontrolü

Zon içerisindeki havanın temizlenmesi, içerdeki insanların konforu açısından şarttır. Ayrıca oda içindeki hava basıncının dış hava atmosfer basıncının üzerinde olması, bu sayede dışarıdan gelebilecek kirli hava ve toz zerreciklerinin filtre edilmeden içeri girmesini engellemiş olur. Dönüş fanı olmayan klima santrali tiplerinde (Şekil 1.24) taze hava damperi üfleme fanına kilitli olarak çalışır ve fanın çalışmaya başlamasıyla otomatik olarak açılır. Ancak taze hava damperi vantilatör çalışmaya başlar başlamaz açılmalıdır. Aksi takdirde kanalların zarar görmesine neden olabilecek negatif basınç oluşabilir. Bu amaçla bazı sistemlerde, fanın on-off anahtarı taze hava damperinden belirli bir süre sonra çalıştırılır. Kanal boyunca mahale verilen taze havanın miktarı, taze hava damperinin açıklığıyla ve karışım havası hücresi ile taze hücresi arasındaki basınç farkıyla belirlenir (Kreider ve Rabl, 1994).

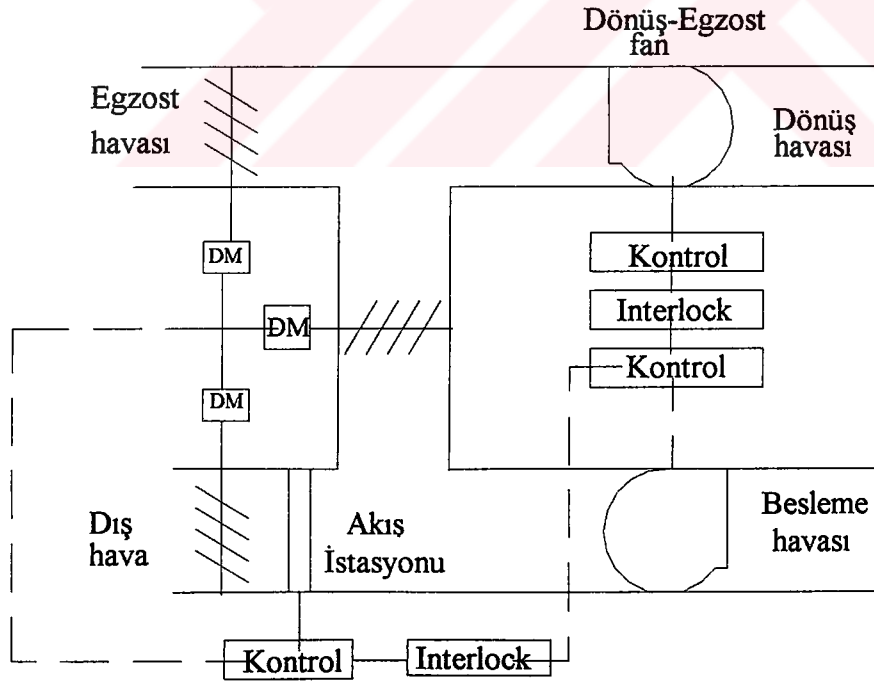


Şekil 1.24. Dönüş Fansız sistem (ASHRAE, 1995).

Dönüş fanı bulunan sistemlerde, minimum taze hava kontrolü iki şekilde yapılır. Bu sistemlerde minimum taze hava, üfleme havası ve dönüş havası arasındaki basınç farkına göre belirlenir. (Şekil 1.25) (ASHRAE, 1995).



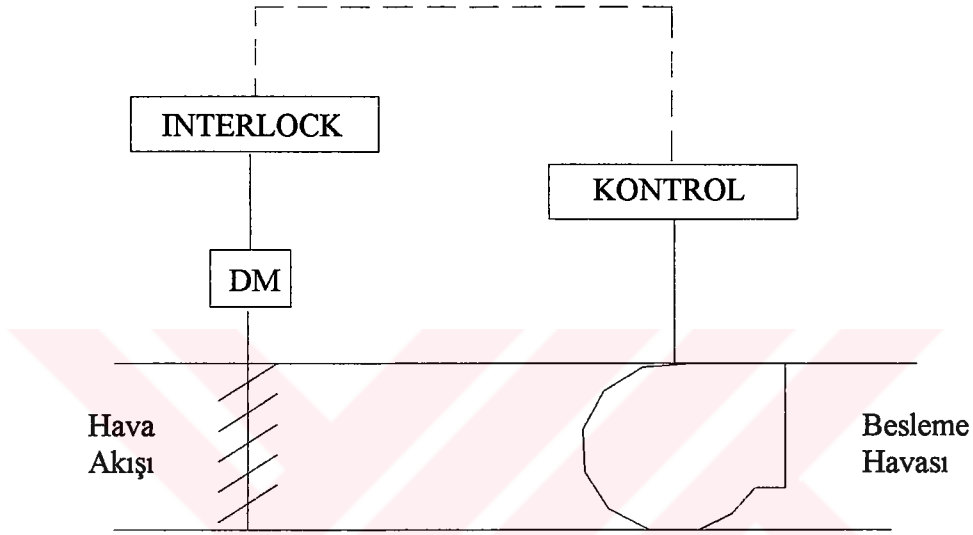
Şekil 1.25. Dönüş Fanlı sistem (ASHRAE, 1995)



Şekil 1.26. Dönüş Egzost Fanlı sistem (ASHRAE, 1995).

Eğer içeriye üflenmiş dış hava miktarı, üfleme havası ve dönüş havası miktarları arasındaki farktan büyük ise, değişik ekonomizer çevrimlerinden biri uygulanır. (Şekil 1.26) (ASHRAE, 1995).

%100 taze hava kullanılan sistemlerde, tüm taze hava besleme fanı yardımıyla içeriye verilir ve mahalden hiçbir dönüş yapılmaz. Taze hava damperi (Şekil 1.27) üfleme fanına bağımlı çalışır ve genellikle fandan önce açılmaya başlar.

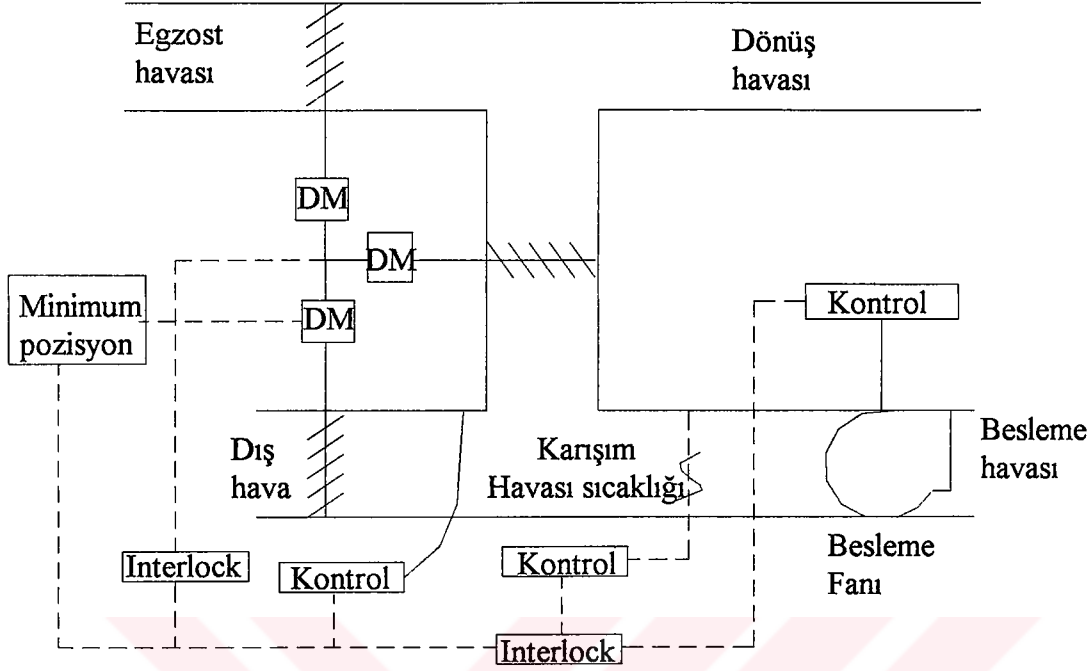


Şekil 1.27. % 100 Dış hava kontrolü (ASHRAE, 1995)

#### 1.4.2.2. Ekonomizer Çevrimi Kontrolü

Ekonomizer çevrimi kontrolü, dış hava şartlarının istenen değerde olması durumunda, dış hava kullanılarak sistemin soğutma yükünün azaltılması açısından faydalıdır. Örneğin, dış hava sıcaklığı soğutma amacıyla kullanılacak seviyede düşük ise ve eğer dış hava sıcaklığı üst sıcaklık limitinin altında ise, örneğin 65 F, taze hava, egzost ve karışım damperleri oda sıcaklığını tipik set değeri olan 55, 60 F civarında tutmak için konumlandırılırlar. Şekil 1.28 dış hava sıcaklığı üst sıcaklık limit set değerini aşarsa dış hava damperi sadece minimum taze hava sisteme girecek derecede kapatılır ki bu da yaklaşık %20 taze hava almaya izin verir. Bu arada egzost damperleri taze hava damperleri ile genellikle eşlenik çalıştığı için kapanır ve buna karşılık bunlara ters çalışan by-pass damperi ise açılır. Böylece dışarıdaki oda

havasından daha sıcak havanın içeriye üflenerek daha fazla soğumaya neden olması engellenmiş olur. (Öztürk, 1995).



Şekil 1.28. Ekonomizer çevrim kontrolü (ASHRAE, 1995)

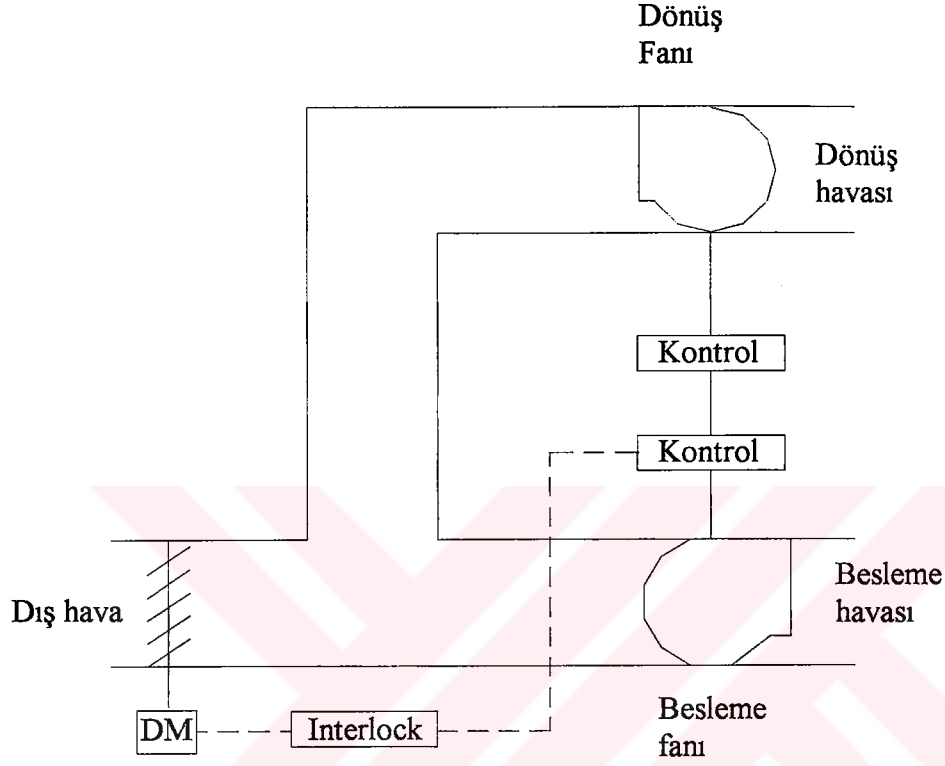
#### 1.4.2.3. Entalpi Ekonomizer Kontrolü

Entalpi ekonomizer kontrolü, gizli ısınn yeterli seviyede olduğu binalarda, soğutmadan fazla tasarruf edebilmek amacıyla, ekonomizer çevriminin sıcaklık üst limit set değerinin daha yüksek bir değere ayarlanması ile sağlanır. Bu işlem; Sabit entalpi limit set değeri şeklinde girilerek, dönüş havası entalpisi ile karşılaştırılmalı ve bu değeri aşmayacak şekilde oluşturulmalı yada her ikisinin karışımı şeklinde olmalıdır. (Şekil 1.28.) (ASHRAE, 1995).

#### 1.4.2.4. Isınma -Son Hazırlık (Warm-Up ) Kontrolü

Koşullandırılmanın yapıldığı periyotta dış havaya ihtiyaç duyulmaz. Bu durumda taze hava ve egzost damperleri kapalı kalır. Ancak dönüş fanlı sistemlerde taze hava damperleri kanallarda oluşabilecek zararlı basınç farkını engellemek amacıyla, minimum miktarda açık tutulur. Aksi takdirde dönüş fanı çalışmasına rağmen taze hava damperleri kapalı kalacağı için oda içersinde negatif basınç oluşur ve kanallar

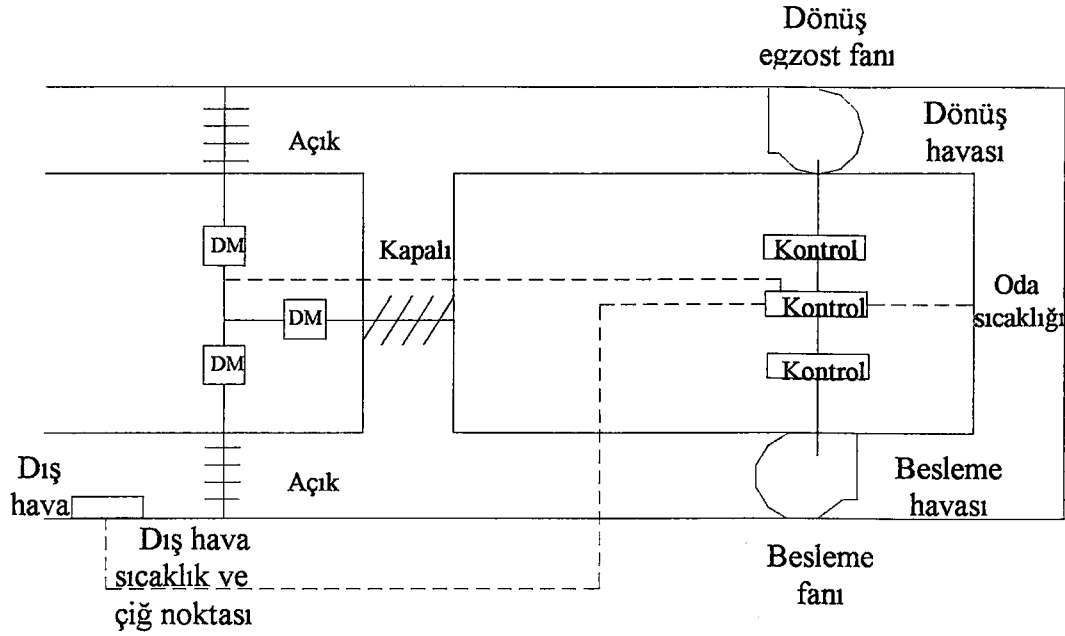
bu durumdan zarar görür. Bu amaçla taze hava damperleri minimum açıklıkta tutulur. (yaklaşık %20) (Şekil 1.29.)'da böyle bir sisteme ait şema görülmektedir. (Öztürk, 1995).



Şekil 1.29. Isınma-son hazırlık kontrolü (ASHRAE, 1995).

#### 1.4.2.5. Gece Soğutması Kontrolü

Bu kontrolde sisteme koşullandırmanın yapıldığı gece periyodu boyunca %100 taze hava verilir. (Şekil 1.30) Zon dış hava sıcaklığının yaklaşık 9 F üzerindeki bir set değerine soğutulur. Limit kontrolü, eğer dış hava sıcaklığı aşırı yüksekse yada kuru termometre sıcaklığı 50 F gibi çok düşük bir değerde ise operasyonu durdurur. Gece soğutmasının yapıldığı periyot gün ışımadan önce ve gecenin en soğuk zaman dilimi olan sabaha karşı başlatılır ve bu zaman dilimi genellikle koşullandırılmanın yapılmasından belirli bir süre önce başlar. Bu işlemler sırasında daha önce bahsi geçen optimum başlatma algoritmaları kullanılır (Öztürk, 1995).



Şekil 1.30. Gece soğutması kontrolü (ASHRAE, 1995).

### 1.4.3. Isıtma Serpantini Kontrolü

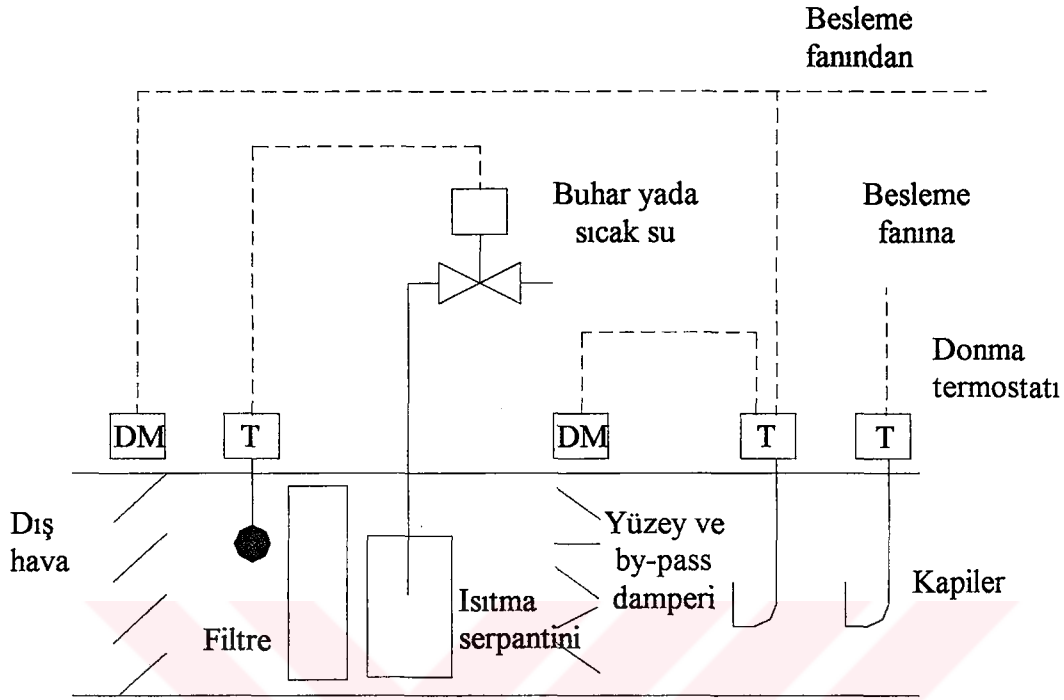
Merkezi ısıtma ünitelerinde kullanılan ısıtıcı serpantinler, ön-ısıtma, son ısıtma ve ısıtma amacıyla alınan minimum taze hava miktarına göre seçilmiştir.

#### 1.4.3.1. Ön-Isıtıcı Serpantin Kontrolü

Ön-ısıtıcı serpantin kontrolünde kullanılacak kontrol sistemi, dönüş havasından alınacak minimum karışımla bile donma olayını engelleyebilecek dahi olsa yine de donmaya karşı korunmalı olmalıdır. Çünkü ortalama miktardaki uygun bir karışım serpantini donmaya karşı koruyabilecekse de, damperin uygunsuz konumlandırılmasından dolayı oluşabilecek karışımlar serpantin yüzeyinin donmasına sebep olabilir. Buhar ön-ısıtıcı serpantin iki yollu vanaya ve serpantin yüzeyinde yoğuşmayı önleyici vakum kırıcılara sahip olmalıdır. Taze hava sıcaklık değeri, donma değerinin altına düştüğünde ısıtıcı serpantin vanası tamamen açılmalıdır. Ancak bu olay, aynı zamanda serpantin çıkışında sıcaklığın kontrolsüz bir biçimde yükselmesine de sebep olur. Bu nedenle by-pass damperi ile son kontrol yapılır. (Şekil 1.31) by-pass damperi tam açıkken oluşan basınç düşümü ile damper

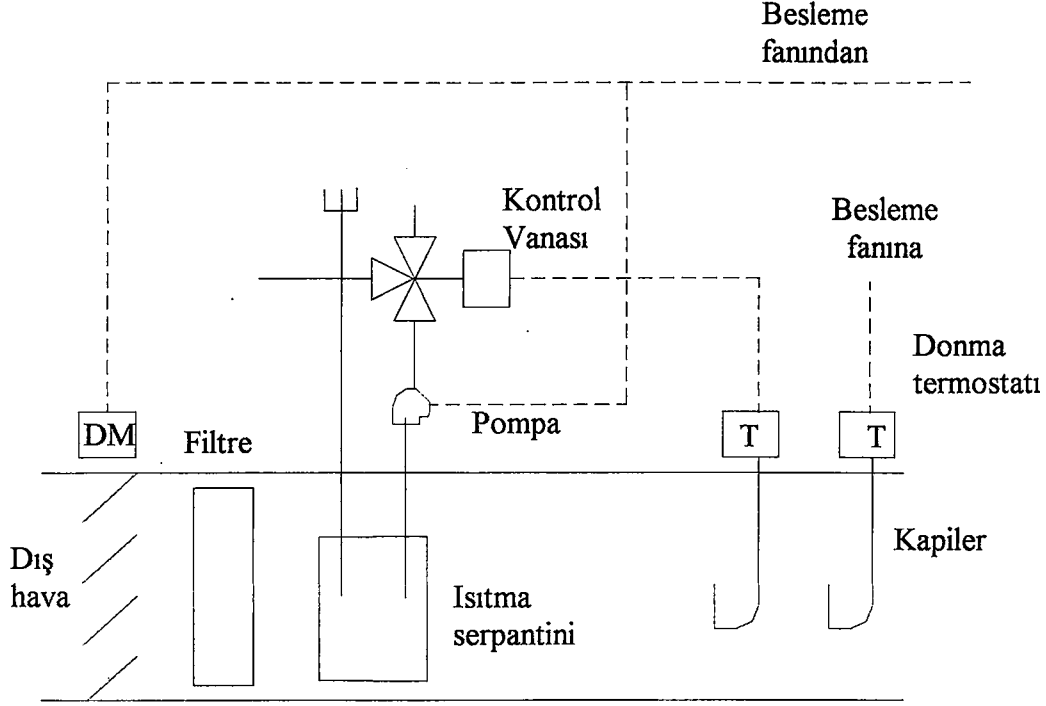


ve serpantin tam açıkken içinden geçen havada oluşan basınç düşümü aynı değerde olacak şekilde by-pass damperi boyutlandırılmalıdır (ASHRAE, 1995).

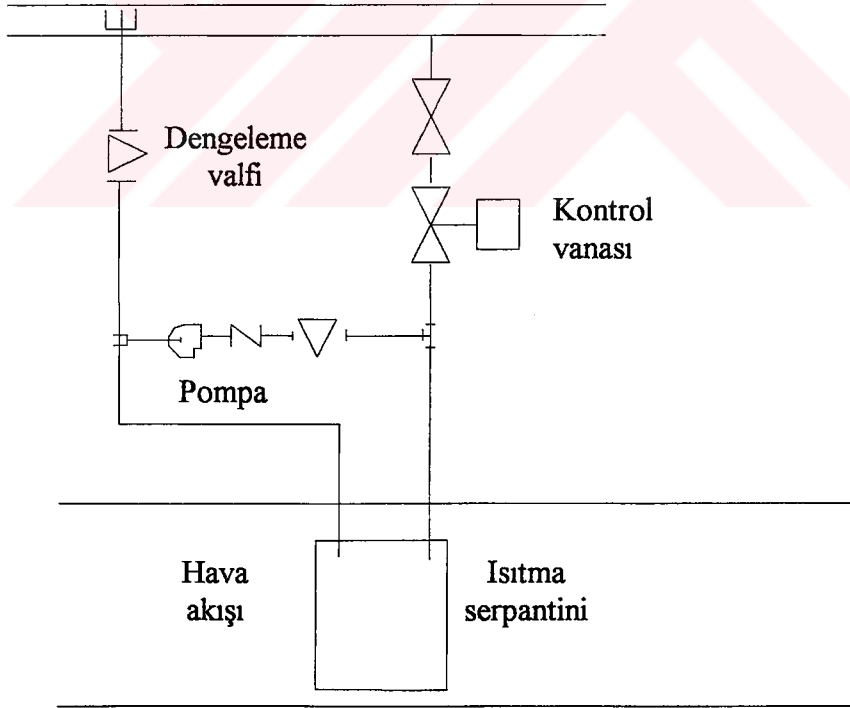


Şekil 1.31. By-pass ve yüzey damperli ön ısıtma (ASHRAE, 1995)

Sıcak sulu ön-ısıtıcı serpantinler içerisindeki tüplerde donma olmaması için suyun minimum 3 fps hızında dolaşması gerekmektedir. İki konumlu vana genellikle serpantin içerisindeki suyun hızının ve kütlesinin ayarlanmasında kullanılır. Daha da yaygın olarak sisteme ek bir pompa ilave edilir. (Şekil 1.32 ve 1.33) Dış hava sıcaklığı donma sıcaklığının altında olduğu zaman, pompa serpantin içerisinde suyun minimum çevrim hızını sağlar. Bu arada kontrol vanası, serpantin çıkışındaki sıcaklığı istenilen değerde tutmaya çalışır. Şekil 1.33'deki sistem düşük pompa enerjisi kullanılması ve değişken debili sıcak hava dolaşımına izin vermesi açısından tercih edilir. Şekil 1.32'de ki sistem ise bir yada iki klima santralinin bulunduğu sabit debili su dolaşımının istendiği sistemlerde kullanılabilir (Öztürk, 1995).



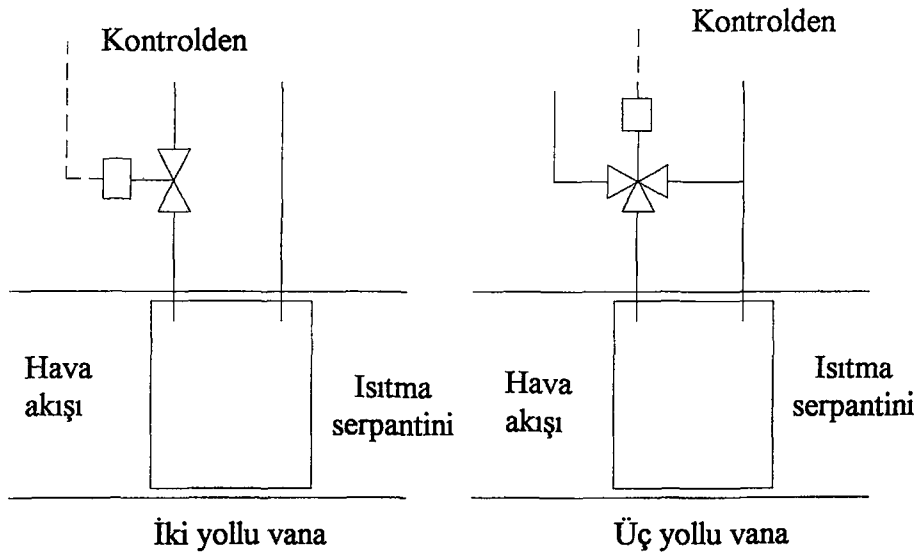
Şekil 1.32 Sekonder pompalı ve üç yollu vanalı ön ısıtma  
(Levenhegen ve Spethmann, 1993)



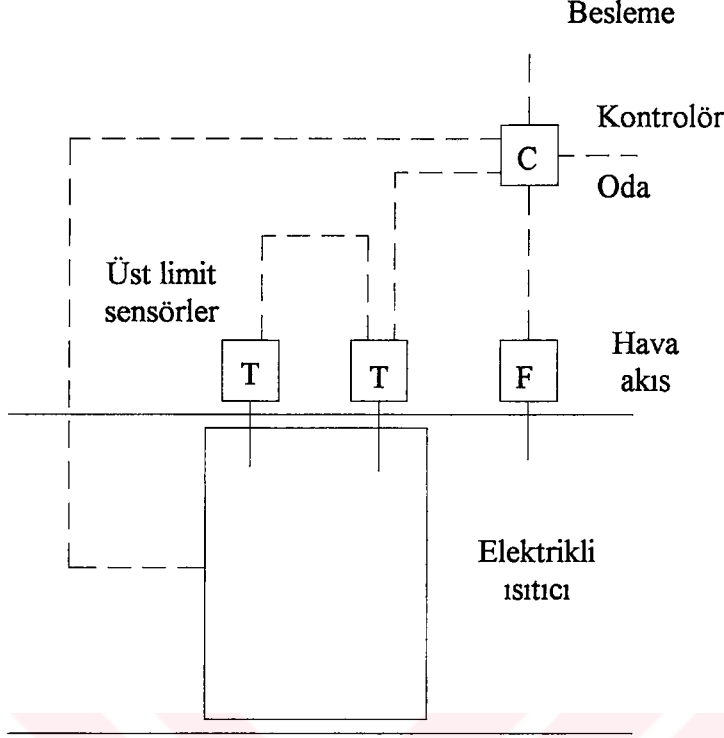
Şekil 1.33. Sekonder pompalı ve iki yollu vanalı ön ısıtma  
(Levenhegen ve spethmann, 1993)

### 1.4.3.2. Son-Isıtıcı ve Isıtıcı Son Kontrolü

Buhar ve sıcak sulu son-ısıtma ve ısıtma serpantinleri donma gibi bir sorunla karşı karşıya olmadıkları için basit iki yollu yada üç yollu vana sistemi ile kontrol edilebilirler. (Şekil 1.34) Buhar dağıtıcı serpantinler uygun buhar serpantin kontrolüne ihtiyaç duyarlar. Sistemdeki vana, HVAC sistemine bağlı olarak serpantin çıkış sıcaklığı yada oda sıcaklığına göre kumanda edilir. Vanalar genellikle herhangi bir kontrol hatası durumunda açık kalarak sisteme enerji sağlayabilecek şekilde bağlanır. Elektrikli ısıtıcı serpantinler, iki konumlu yada oransal olarak kontrol edebilirler. İki konumlu operasyonda genellikle ısıtıcı serpantin için gerekli güce göre seçilmiş kontaklı güç röleleri kullanılır. Zaman bağlı iki konumlu kontrolde ise zaman röleleri kullanılır. Step kontrolör elektrikli ısıtıcı kapasitesine kadar kumanda verebilir. Her kademede kullanılacak step, kontrolün kontak hızına uygun kontaktör kullanılır. Mekanik yada mercury kontaktörleri seri değişimi bakım problemi oluşturabileceği için SCR (Silicon Control Rectifiers) yada triacs türü katı-hal (solid state) kontaktörler tercih edilir. Bu cihazlar çok hızlı çevrim yapabildikleri için step kontrol oransal kontrole yaklaşıp. Emniyet nedeniyle elektrikli ısıtıcı, minimum hava akışı anahtarına, üst limit sensörüne, otomatik ve manuel reset anahtarına sahip olmalıdır. Katı-hal kontrolör ile yapılan güvenli bir kontrol Şekil 1.35’de görülmektedir (Öztürk, 1995).



Şekil 1.34 Isıtma kontrolü (ASHRAE, 1995).



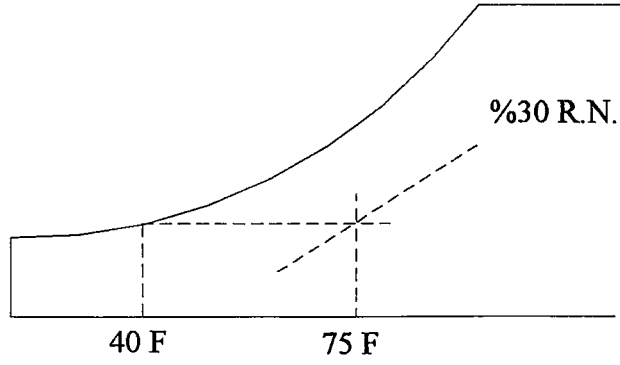
Şekil 1.35. Elektrikli Isıtıcı kontrolü (ASHRAE, 1995).

#### 1.4.4. Soğutma Serpantini Kontrolü

Soğutma serpantininde soğutucu akışkan olarak soğutulmuş su, glikoz yada direkt genişmeli soğutucu kullanılır. Hemen tüm soğutma prosesleri aynı zamanda nem alma ve soğutma görevi görür.

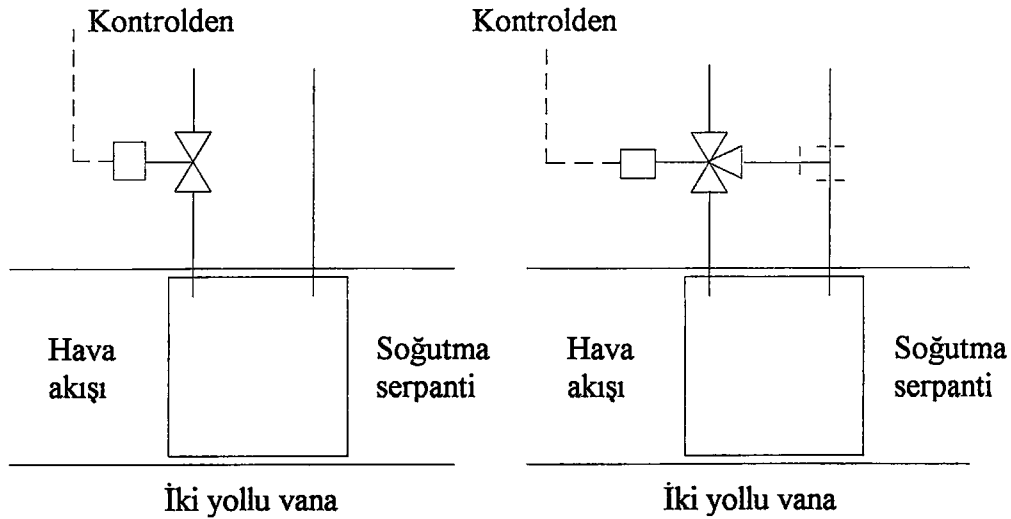
##### 1.4.4.1. Nem-Alma Kontrolü

Nem alma işleminin miktarı soğutucu serpantin yüzeyine ve soğutucu akışkanın donma noktasına bağlıdır. Eğer havada yoğuşmaya başlayan su serpantin yüzeyinde donarsa serpantin boyunca hava akışı azalır. Serpantin yüzeyinde pratikteki sıcaklık limiti 40 F civarındadır. Şekil 1.36'da gösterildiği gibi bu sistem ile rölatif nemin 75 F oda sıcaklığında %30 değerinde tutulması sağlanabilir ki buda bir çok proses için yeterli bir değerdir. Daha düşük nem değerine ulaşmak istendiği takdirde kimyasal nem alıcılara ihtiyaç vardır (Öztürk, 1995).



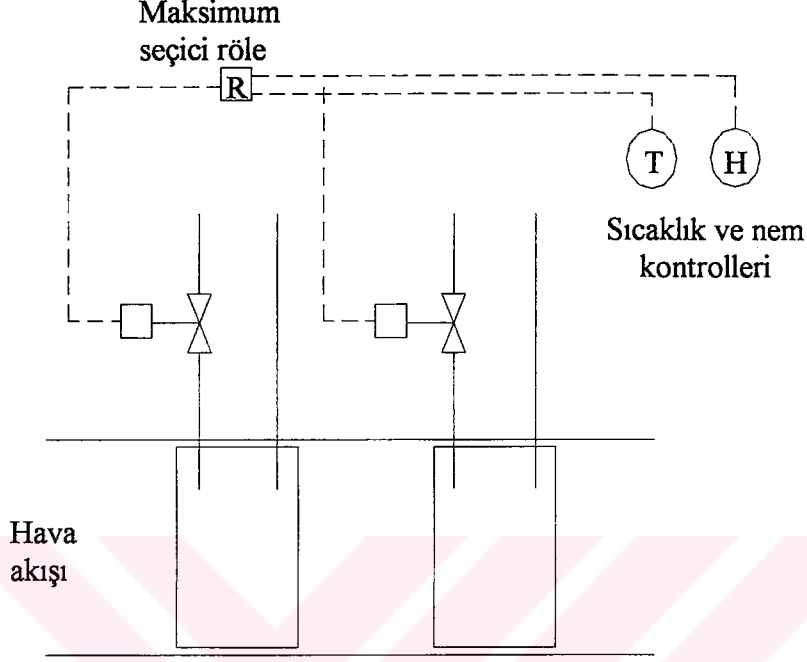
Şekil 1.36. Soğutma ve nem alma-pratik alt limit kontrolü (Öztürk, 1995)

Soğutulmuş su kullanan serpantinler iki veya üç yollu vana ile kumanda edilirler. (Şekil 1.37) Vanalar genellikle ısıtmada kullanılanlara benzer ancak fanlar kapandığında vana da kapanacak şekilde kontrol edilirler. Vana genellikle soğutma serpantini çıkış sıcaklığına yada oda sıcaklığına göre kontrol edilir. Maksimum rölatif nem kontrolü yapılacağı zaman oda içersine yada dönüş kanalına higrostat yerleştirilir. Oda içersinde oluşabilecek maksimum nemi limitlemek için kontrolör soğutma ve nem alma için gerekli olan iki sinyalden büyük olanını seçer ve soğutucu motoruna gönderir. Bunda amaç soğutucu serpantinini aynı anda hem soğutma ve hemde nem alma için kullanılmasıdır. Nem alma olmayan bir sistemde hem ısıtıcı hemde soğutucu vananın aynı anda açılması söz konusu değildir. Ancak nem almalı sistemlerde bu mümkündür (Öztürk, 1995).

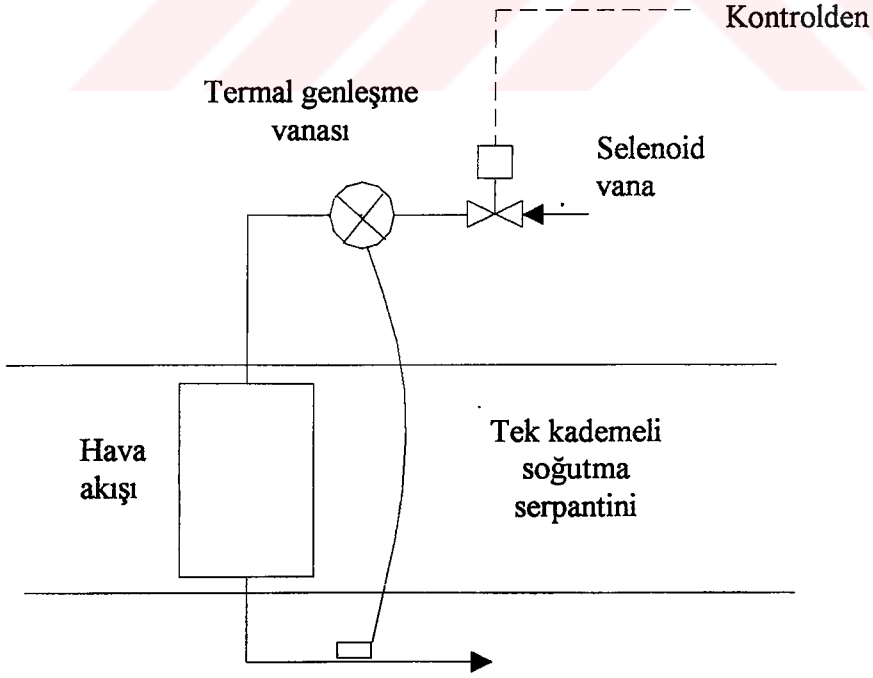


Şekil 1.37. Soğutulmuş su kontrolü (Öztürk, 1995)

Son ısıtma serpantini ise nem almadan dolayı bozulan sıcaklık değerini tekrar oda şartlarına getirir ve içeri üfler. (Şekil 1.38) Eğer sistemde nemlendirmede yapılıyorsa bu durumda çevrim sabit sıcaklık ve sabit nem çevrimi diye adlandırılır.

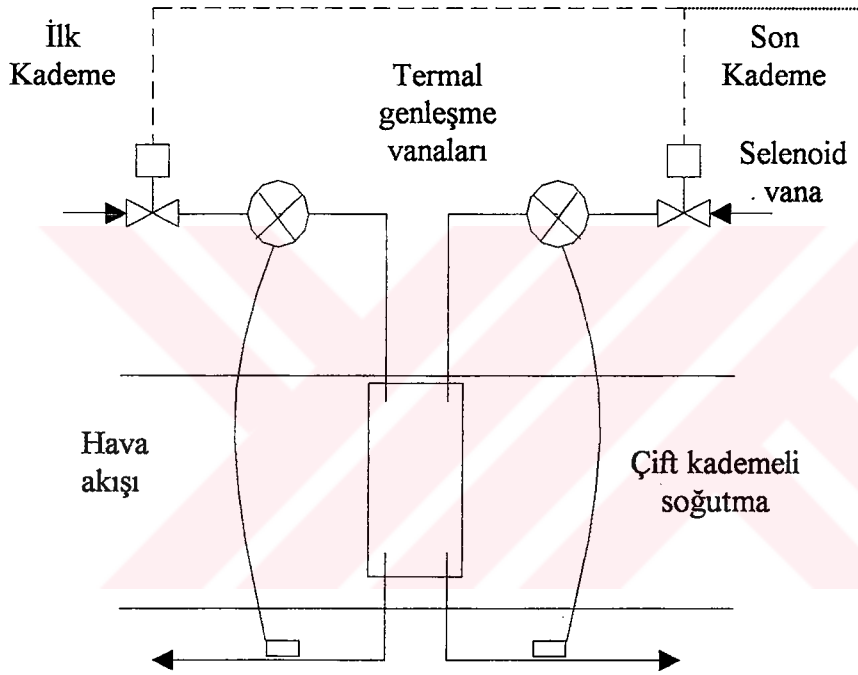


Şekil 1.38. Son ısıtmalı soğutma ve nem alma



Şekil 1.39. Direkt genişleme-2 pozisyonlu kontrol

Direkt serpantinleri, özellikle selenoid vana yardımıyla kumanda edilirler. (Şekil 1.39) Yüzey ve By-pass damperlerinin bu tür sistemlerde kullanımı tavsiye edilmez. Çünkü hava debisi düştüğünde serpantin yüzeyinde buzlanma oluşur. Kontrol iki yada daha fazla ardışık kademedan sağlanır. Kademe arasında yaklaşık 1-2 F sıcaklık farkı söz konusudur. (Şekil 1.40) bu çeşit kontrol çok yaygın değildir. Ancak serpantin çıkış sıcaklığının yada oda sıcaklığının hassas kontrolü yapılmak isteniyorsa böyle bir sistem gereklidir. Eğer bu tip bir kontrol uygulanacaksa, soğutucu kontrol kapasitesini ayarlayabilecek bir kontrol mekanizması sisteme eklenmelidir (Öztürk, 1995).

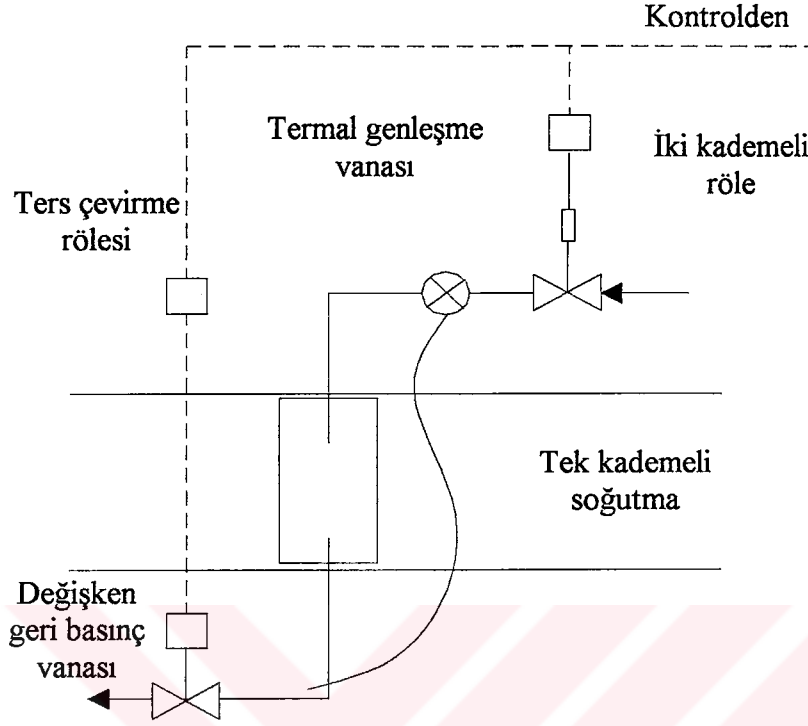


Şekil 1.40.Kademeli direkt genişlemeli soğutma (Öztürk, 1995)

#### 1.4.4.2. Evaporatif Soğutma Kontrolü

Bu tür soğutma, standart evaporatif soğutucular yada hava yıkayıcılar kullanılarak gerçekleştirilebilir. (Şekil 1.41) prosesin verimi, giriş ve çıkış kuru termometre sıcaklıkları farkının, giriş kuru termometre ile çıkış yaş termometre farkına bölünmesi ile elde edilir. Hava yıkayıcı sistemler genelde %90-%95 verimlilikle çalışırlar. Evaporatif soğutucularda ise verim %50-%90 arasında değişir. Püskürtücü (sprey) pompalar oda sıcaklığına göre kumanda edilirler. Oda nemi, dış hava yaşı

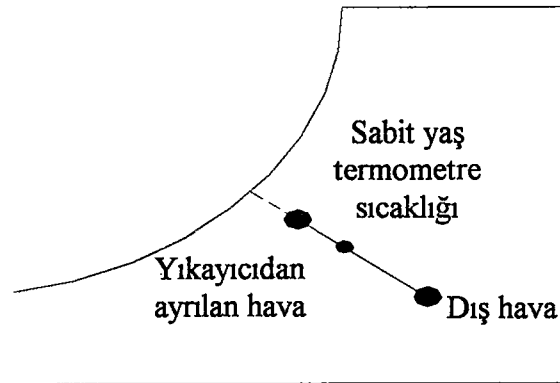
termometre sıcaklığına bağlı olarak değiştiği için kontrol edilmesi gereksizdir (Öztürk, 1995).



Şekil 1.41. Ayarlı direkt genişleme soğutmalı (Öztürk, 1995)

#### 1.4.5. Nem Kontrolü

Soğutma yoluyla oda içersinde oluşabilecek yüksek nemin limitlenmesi bir ölçüde yapılabilse bile asıl nem alma işlemi için özel ekipmanlara ihtiyaç vardır. (Şekil 1.42)

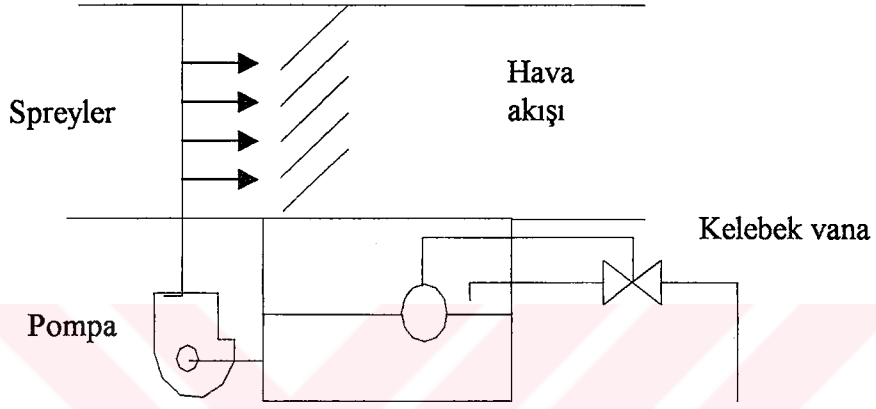


Şekil 1.42. Evaporatif soğutmaya-psikrometri (ASHRAE, 1995)

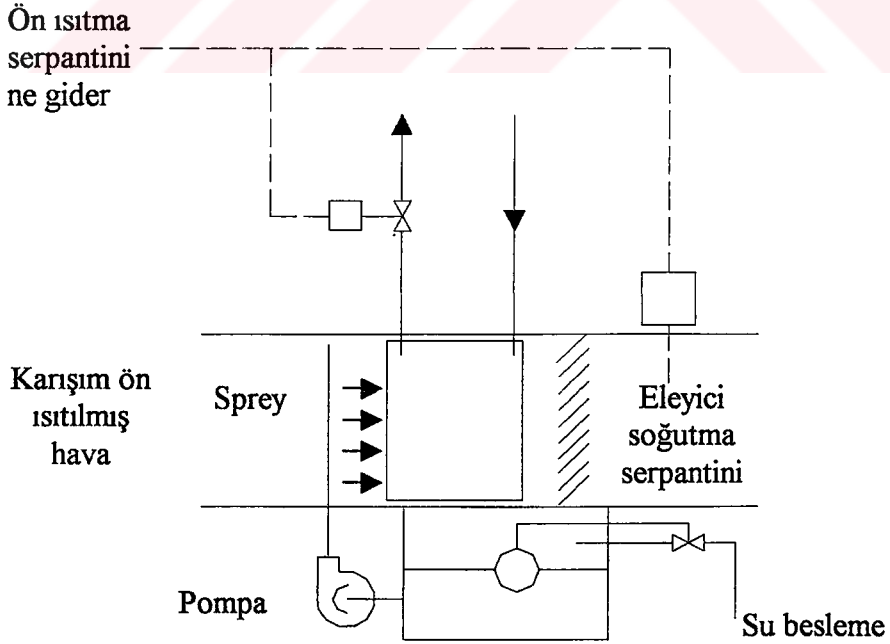


### 1.4.5.1. Nem Alma Kontrolü

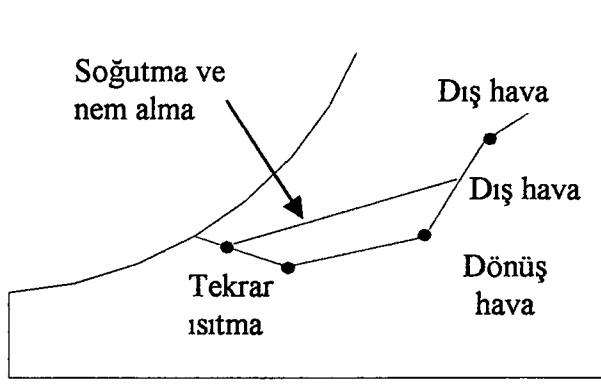
Püskürtme serpantinli nem alıcılar (Şekil 1.44) genel olarak nem alma işlemi için uygun ekipmanlardır. (Şekil 1.43 ve 1.44)'deki sistemler benzer özelliktedir. (Şekil 1.45)'daki sistem yardımıyla oda rölatif nemi 75 F da %35-%55 arasında bir değerde tutulabilir. Ancak bakım, son-ısıtma işleminin işletme giderlerinde neden olduğu artış ve serpantin üzerinde katı artı oluşumu bu sistemin yaygın olarak kullanımını engellemektedir (Öztürk, 1995).



Şekil 1.43. Evaporatif soğutma hava yıkayıcı (Öztürk, 1995)

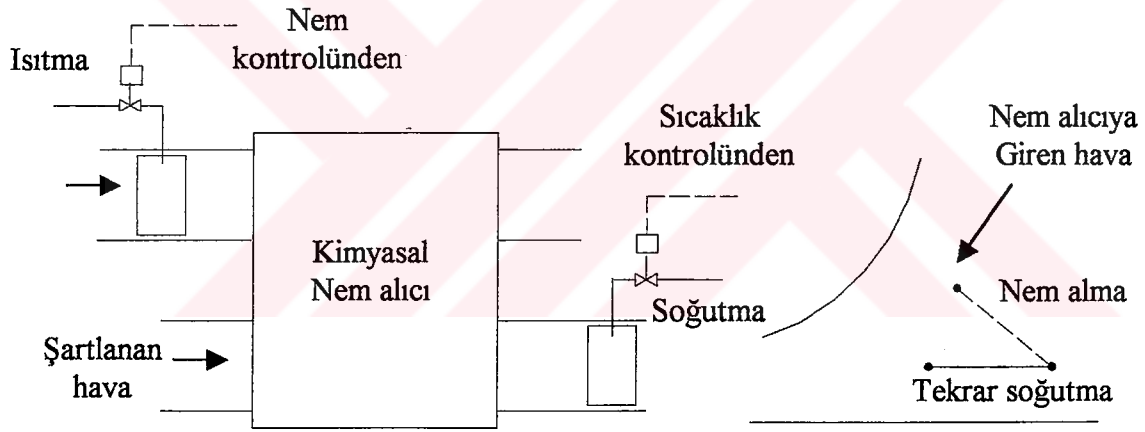


Şekil 1.44. Püskürtme Serpantinli Nem alıcı (Öztürk, 1995)



Şekil 1.45. Hava yıkamalı evaporatif soğutma ve püskürtme serpantinli nem için psikrometrik (Levenhagen ve Spethamann, 1993)

Kimyasal nemlendiriciler, oda nemini soğutma ve nem alma serpantinleriyle elde edilen nemin altına çekebilir. Bu cihazlar nemi, slika-jel yada benzer bir madde yardımıyla emerler. Sürekli bir çevrimde bu maddenin tekrar oluşumu için ısı yeterlidir. Emme işlemi de ayrıca bir ısı oluşumuna neden olur. (Şekil 1.46) (ASHRAE, 1995).



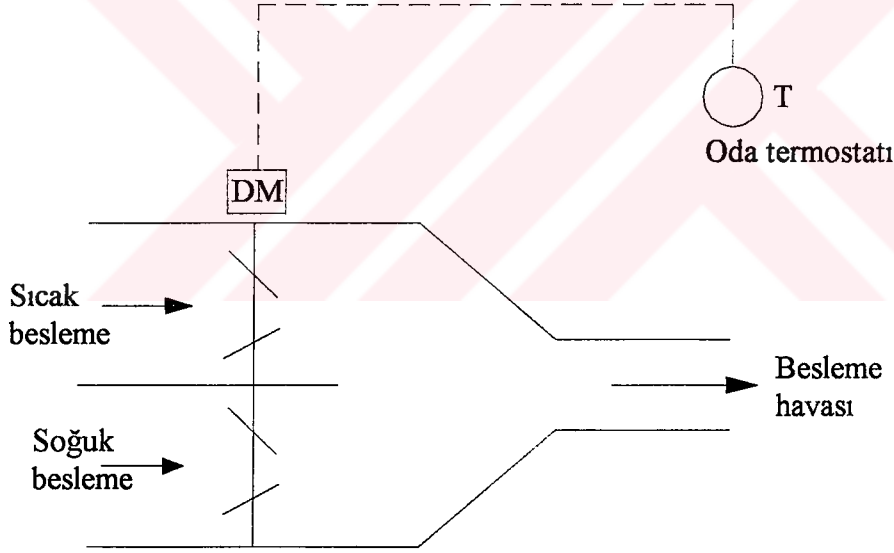
Şekil 1.46. Kimyasal nem alma-psikrometrik (ASHRAE, 1995)

#### 1.4.5.2. Nemlendirme Kontrolü

Evaporatif fanlar, buhar jetleri ve atomizör püskürtücüler nemlendirme amacıyla kullanılan sistemler olup oda yada dönüş kanalından alınan nem ölçümlerine göre kumanda edilirler. Nemlendiriciler, genelde ısıtma sezonu boyunca dizayn edilen minimum nem kullanılırlarsa da, nemlendiricilerin uygun kullanımı ve kontrolü ile yüksek oranda oda nemine erişilebilirler.

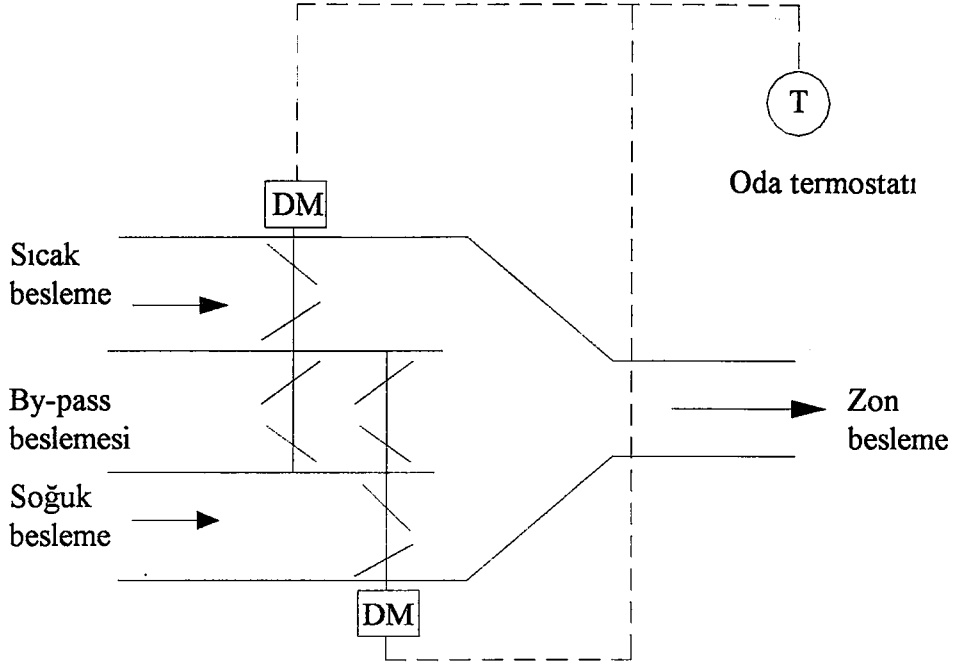
### 1.5. Mahal Şartlarının Kontrolü

Tek bölgeli mahallerin ısıtma ve soğutma kontrolü, doğrudan doğruya ortama yerleştirilmiş ısıtma ve soğutma termostatlarıyla, mahallerin nem kontrolü ise ortamdaki nem ölçerlerin kullanılmasıyla gerçekleştirilir. İki ve çok zonlu üniteler için karıştırma damperlerinin kontrolü her bir zona yerleştirilmiş mahal termostatları ile yapılır. (Şekil 1.47.) Genellikle nemlendirici kontrolü, dönüş havasının nem ölçümü kontrolü kullanılarak gerçekleştirilir. Bazı mukayese elemanları eşzamanlı ısıtma ve soğutma ihtiyacını sağlamak için, sıcak ve soğuk hava karışımlarına uzun süre izin vermezler. Üç kanallı ünitelerde alternatif olarak çok zonlu sistemler kullanılır. (Şekil 1.48.) Bu bölgedeki damperlerin damper motorları birlikte çalışırlar. Birinci durumda sıcak besleme havası ile by-pass havası karıştırılırken soğuk hava kanalındaki damper kapalıdır. İkinci durum için soğuk besleme havası ile by-pass havası karıştırılırken sıcak hava kanalındaki damper kapalıdır (ASHRAE, 1995).



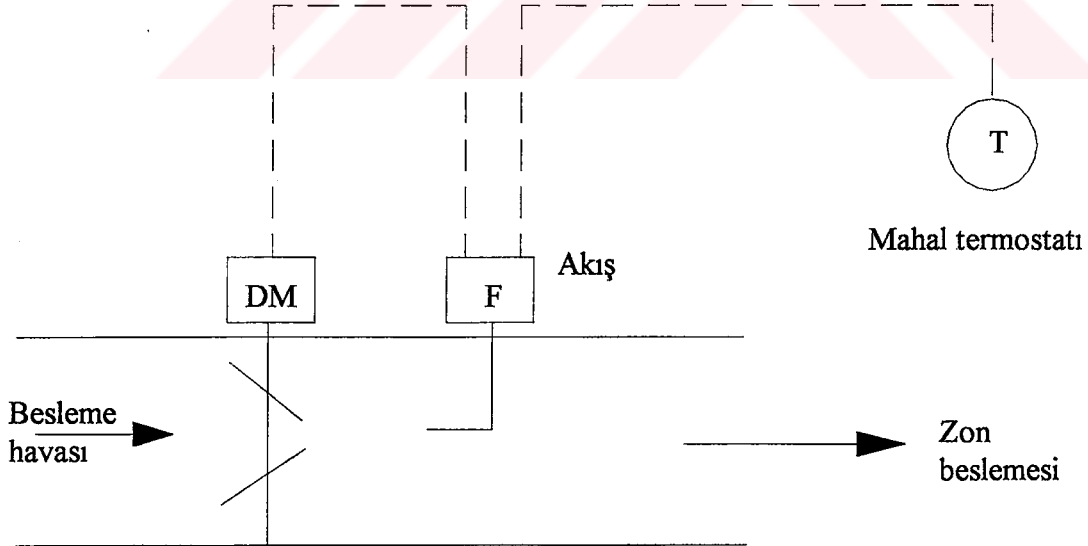
Şekil 1.47. Karıştırma damperleri ile zon kontrolü (ASHRAE, 1995)

Değişken hava debili (VAV) ünitelerinde, motorlu damperlerden her biri kanallar vasıtasıyla bölgeleri beslerler. Mahalle yerleştirilmiş olan termostatların her biri hem motorlu damperlerle ve hem de akış sensörleriyle ilişkilendirilmiştir. (Şekil 1.49) Nemlendirici kontrolü, kritik bölgeye veya dönüş havası kanalına yerleştirilmiş nem ölçer kullanılarak yapılır.



Şekil 1.48. Karıştırma damperleri ile zon kontrolü (ASHRAE, 1895)

Kontrol sistemlerinin tasarımında ekonomik ve statik basınç değerlerinin ayarlanması güçtür. Özellikle birbirinden etkilenen statik basınç ve debi kontrolü sistemlerin tasarlanmasında etkilidir.



Şekil 1.49. Değişken hava debili sistemlerde zon kontrolü (ASHRAE, 1995)

### 1.5.1. Değişken Hava Debili (VAV) Sistemler

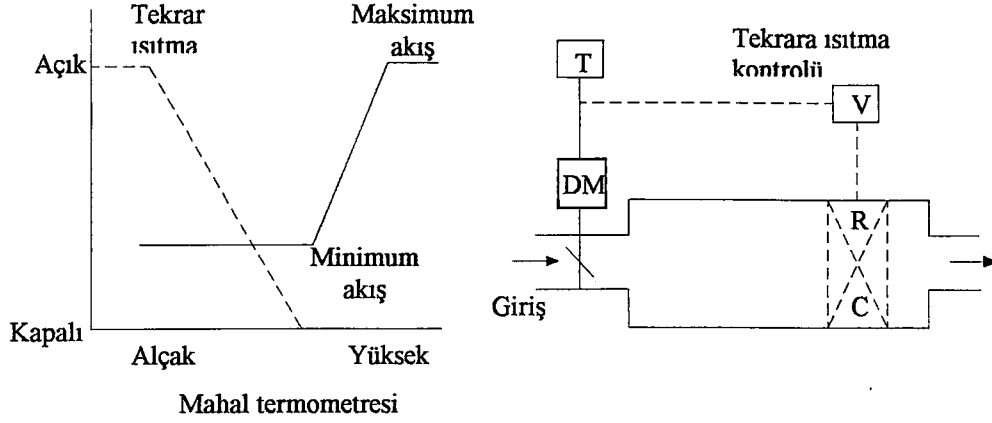
Değişken Hava Debili (VAV) Sistemler, farklı zonlardaki yük ihtiyaçlarına göre, istenilen miktarda şartlandırılmış havanın terminaller yardımıyla ayarlanarak içeriye üflenmesinde kullanılırlar. Genelde kullanılan terminal üniteleri, tek kanallı ve çift kanallı olarak iki kısma ayrılır. Tek kanallı sistemde ısı üretimi olmayıp bunun yerine son ısıtma serpantinleri ve fan coil üniteleri yardımıyla, ısıtma gereken yerlerde ısı üretimi sağlanabilir. Çift kanallı sistemde ise, ısıtma kaynağından gelen sıcak hava, ısıtma kanalı yardımıyla sisteme ya direkt yada karıştırılarak verilir. Bazı sistemlerde ise tek ve çift kanallı sistemler birlikte kullanılarak çözüme gidilmektedir (Akkoyunlu, 1999).

#### 1.5.1.1. Tek Kanallı Sistemler

Tek kanallı sistemlerde, zona üflenen soğuk hava debisi, sıcaklık sensörü yardımıyla kontrol edilir. İstenildiği takdirde sisteme ilave edilen son ısıtma serpantini, debi kontrolü için gönderilen kontrol sinyali ile eşzamanlı olarak çalışan 2 yada 3 yollu yardımıyla kumanda edilir. Tek kanallı sistemler genellikle kış koşullarında uygulanmak istendiğinde ayrıca fan coil sistemine sahiptirler (Akkoyunlu, 1999).

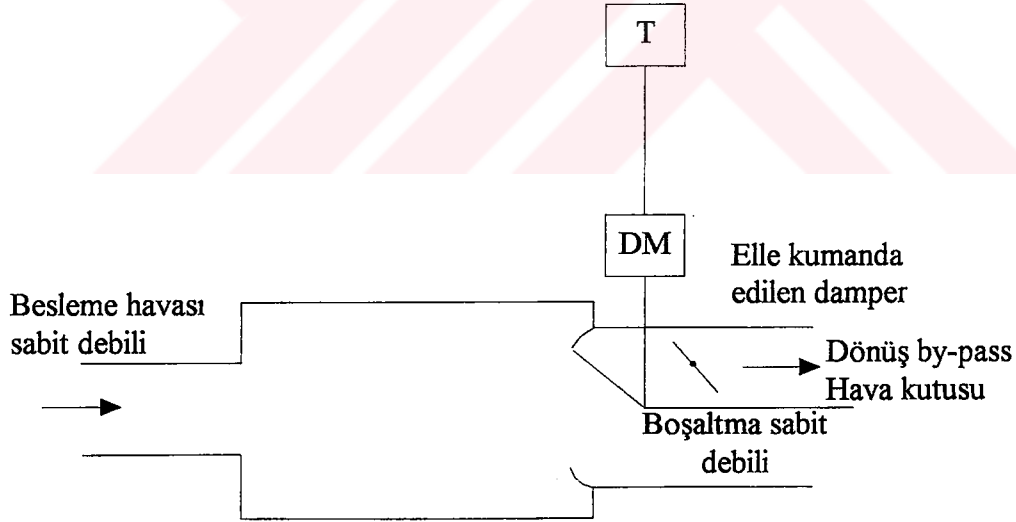
Şekil 1.50'de Değişken debili kısma tip terminal ünitesi görülmektedir. Tek kanallı sistemlerde kullanılan terminal ünitelerinde, genellikle mekaniksel durdurmaya ek olarak ayrıca minimum ve maksimum debi de ayarlanabilir. Terminal içinden geçen akış miktarı, kanal içerisinde ölçülen basınç değerine bağlı olarak değiştirilir. Zon statik basınç kontrolü genellikle bu tip terminal üniteler yardımıyla yapılırsa da, akış miktarında oluşan değişimler nedeniyle, zon içerisindeki statik basıncı istenilen değerde tutmak zordur.

Bu sistemlere istenirse son ısıtıcı serpantin eklenerek, serpantin vana sürücüsü ile terminal ünitenin damper sürücüsü ardışık çalıştırılır. Böylece oda içerisinde sıcaklık düştüğünde sensörden alınan sinyal kontrolde değerlendirilir. Böylece önce damper minimum havalandırma konumuna getirilir ve daha sonra ise ısıtıcı vana motoru açılmaya başlar.



Şekil 1.50. Değişken debili kısma tip ünite (ASHRAE, 1995)

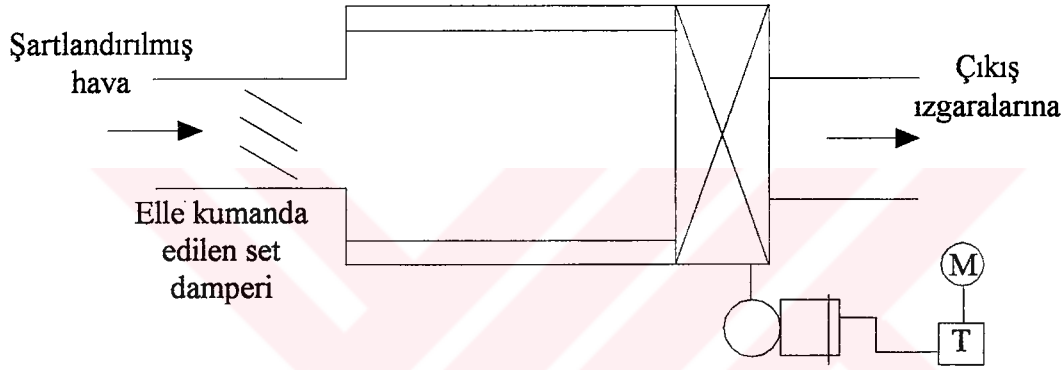
Değişken debili by-pass tip üniteler, Şekil 1.51’de görülmektedir. Sıcaklık sensörü yardımıyla zondan ölçülen değere göre by-pass damperi uygun biçimde konumlandırılır. Bu şekilde by-pass edilen hava miktarı değiştirilerek kontrol sağlanır. By-pass bölümünde elle kumanda edilen ayar damperi yardımıyla ise, çıkış ve by-pass kanalları arasındaki hava direnci ayarlanır.



Şekil 1.51. Değişken debili by-pass tip üniteler (ASHRAE, 1995)

Bazı durumlarda zon besleme havası miktarını değiştirmek için kullanılmayan bir miktar hava dönüş kanalına by-pass edilir. Böyle bir durum merkezi fan kontrolü açısından bakıldığında tek kanallı sabit hava debili sistem kontrolüne benzetilebilir.

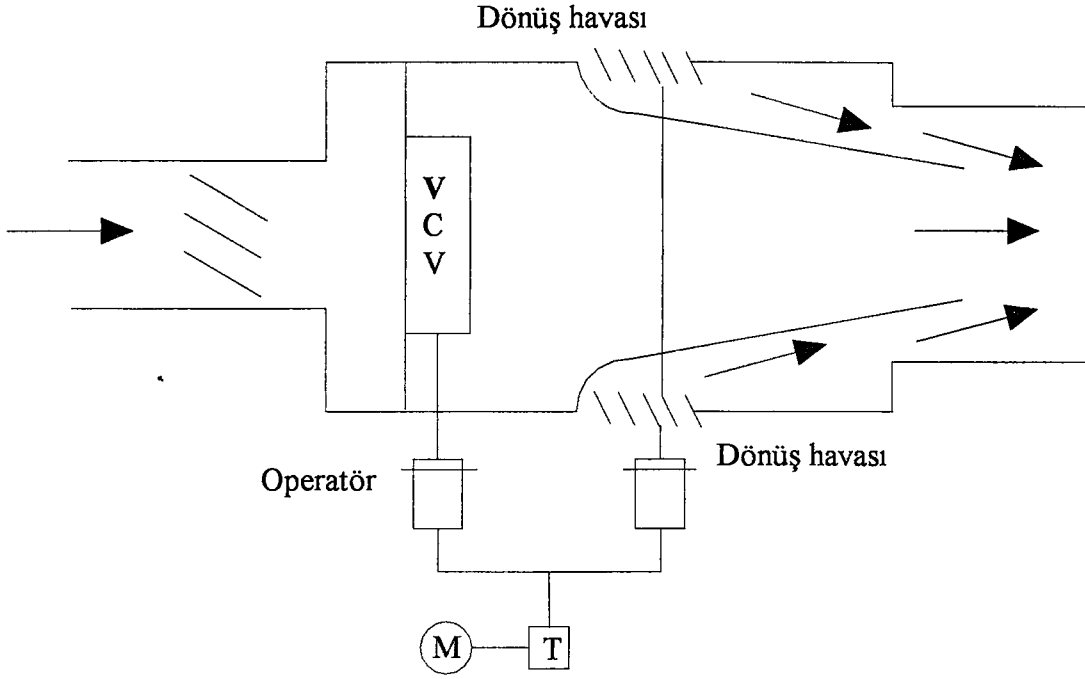
Şekil 1.52’de Sabit debi son ısıtma tip bir ünite görülmektedir. Diğer üniteler sahaya kurulmuş olan mekanik debi ayarlayıcı yada akış kontrolü içerirler. Bu sistemde ise odadan gelen ısı ihtiyacına göre son ısıtıcı kumanda edilir. Bu sistemin avantajı çığ noktası kontrolünün çok hassas bir biçimde yapılabilmesi yanında, besleme ve dönüş kanallarında oluşan statik basınç değişimlerinin neredeyse yok denecek kadar az olmasıdır. Buna karşılık soğutulmuş havanın tekrar ısıtılmasından dolayı çok fazla enerji sarf ediyor olması bu sistemin en büyük dezavantajıdır. İndüksiyon ünitesi, terminal nozullarının çıkışındaki primer sistem havasını kullanır. Sekonder bölümden geçen hava miktarı ise oda sıcaklığına göre ayarlanır (ASHRAE, 1995).



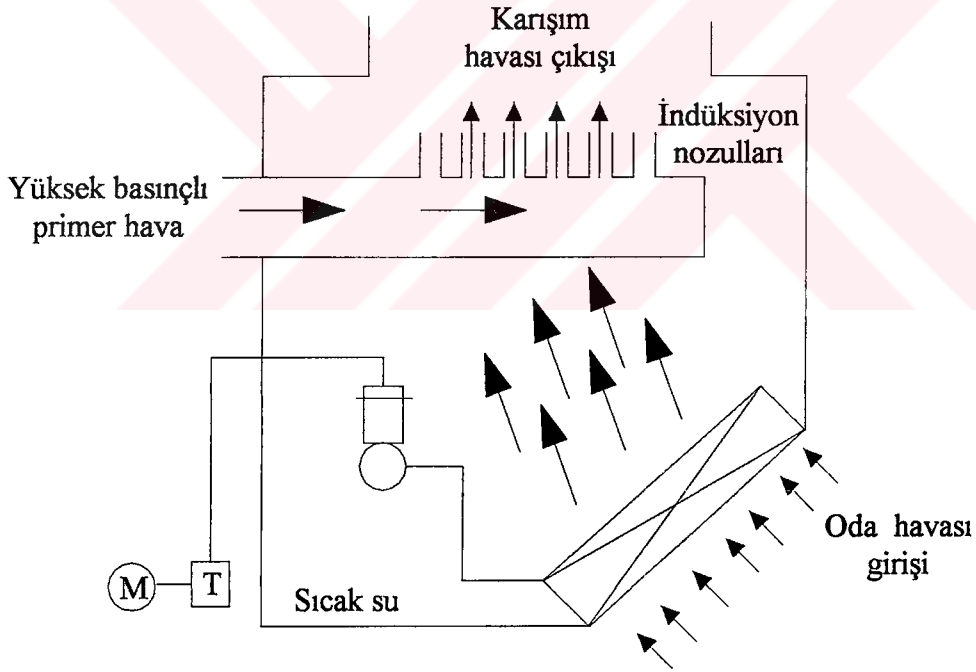
Şekil 1.52. Tek kanal sabit debili son ısıtma tip (Grimm ve Rosaler, 1990)

Şekil 1.53’de Hava-hava tavan tip modeli görülmektedir. Bu sistem, genellikle sabit debili olup sensör yardımıyla ölçülen hav sıcaklığına göre, primer devre (soğuk hava) damperleri ve sekonder devre damperleri (ısınmış dönüş havası) ayarlanır. Daha az soğutma talepleri geldiğinde, primer damperler daha fazla kapanarak daha az taze soğuk hava girişi sağlanırken, aynı zamanda dönüşten gelen havanın karışımını sağlayan damperler de açılır. Diğer tip hava-hava terminal ünitesinde ise, küçük bir motorlu fan yardımıyla sekonder hava akışı tekrar düzenlenir.

Hava-su primer tip, su ve havanın sekronize çalıştığı sistemlerde soğutma serpantini oda sıcaklığına göre kontrol edilir.(Şekil 1.54)



Şekil 1.53. Kısmalı indüksiyon ünitesi (Öztürk, 1995)

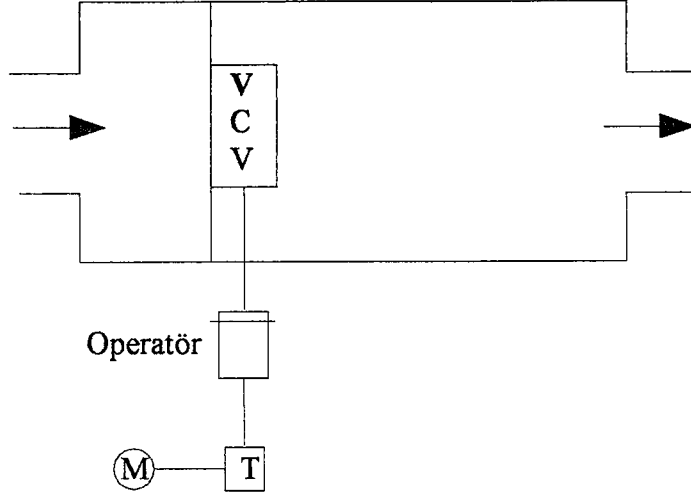


Şekil 1.54. Tipik hava-su primer tip indüksiyon ünitesi (Öztürk, 1995)

Şekil 1.55’de Değişken sabit debi (VCV) tipi bir ünite görülmektedir. Regülatör yardımıyla ayarlanan sabit hava debisi oluşan kanal basınçlarından bağımsızdır. Sensör yardımıyla gerekli debi miktarı düzenlenerek, VCV’ye ait set değeri

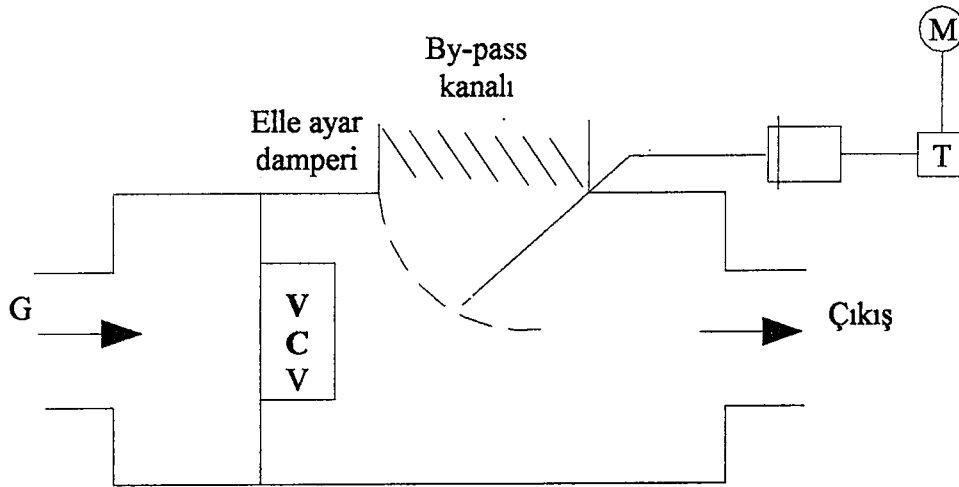


kaydırılır. Daha büyük ünitelerde, üretici firmalar regülatörün boyutlarını büyütmek yerine iki adet regülatör kullanmaktadırlar. Ancak yine de değişken debili kontrol için iki ayrı operatöre ihtiyaç vardır (Öztürk, 1995).



Şekil 1.55. Değişken sabit debili ünite

Değişken sabit debi by-pass tip üniteye ait tipik şema Şekil 1.56'da görülmektedir. Sensör yardımıyla, oda ve by-pass için gerekli akış miktarı belirlenirken, sürücü yardımıyla da bu miktar düzenlenir. Genellikle bu tür sistemlerde, egzost direncine göre direnç ayarlamasına izin verecek tür ayar damperleri kullanılır (Öztürk, 1995).

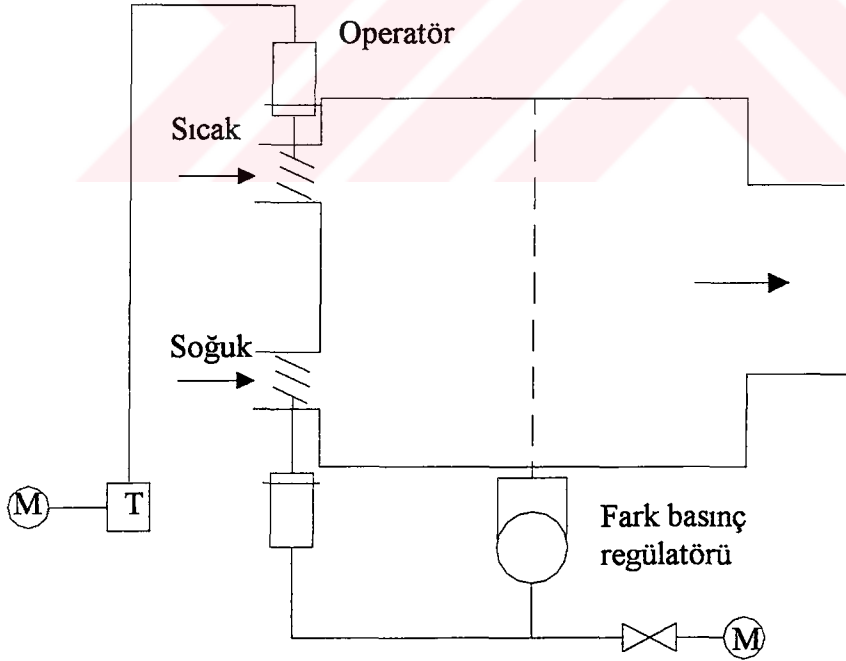


Şekil 1.56. Tek kanal by-pass tipli ünite

### 1.5.1.2. Çift Kanallı Sistemler

Bu sistem, soğutulmuş ve ısıtılmış havanın farklı kanallardan gelmesi ve gerekli miktarlarda karıştırılması prensibine dayanır. Besleme havası, her noktaya yeterli akışı verecek şekilde bölünerek, kanallar yardımıyla zona gönderilir. Terminal üniteleri, oda sensöründen gelen bilgilerin kontrolörde değerlendirilmesi sonucu, gereken sıcak ve soğuk hava miktarını karıştırırlar daha sonra terminal üniteleri bu karışım havasını difüzörler yardımıyla içeriye üflerler.

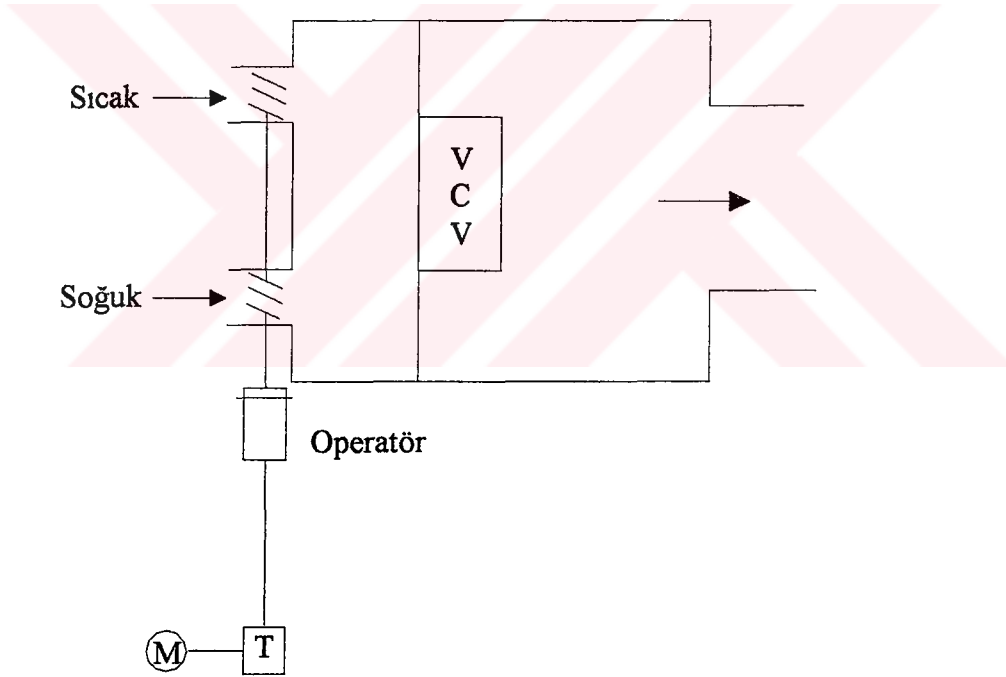
Limitlenmiş sabit debi türene ait tipik bir örnek Şekil 1.57'de görülmektedir. Oda sıcaklığı düştükçe, motor yardımıyla toplam akış miktarını artıracak olan sıcak üfleme kanalına ait damper açılmakta ve böylece odaya giren sıcak taze hava debisi artmaktadır. Basınç sensörü yardımıyla sistemde algılanan toplam akış miktarı, soğuk hava damperinin motor yardımıyla sürülmesinde ve böylece ortamdaki statik basınç değişiminden dolayı artan yada azalan debi miktarının, sabit bir değerde tutulmasında kullanılmaktadır (Grimm ve Rosaler, 1990).



Şekil 1.57. Çift kanallı sabit debili ünite (Grimm ve Rosaler, 1990)

Eğer ısıtma kanalı sabit basıncı artarsa, oda içersine giren sıcak hava miktarı da artmaktadır. Basınç sensörü yardımıyla, oda içersindeki akış miktarını, soğutma kanalı damperini ayarlayarak sabit bir değerde tutmak mümkündür. Ancak bu şekilde, oda içersindeki termal yük dengesi bozulmaktadır. Yani, eğer bina, sadece ısıtma yada sadece soğutma modunda ise, kanallardan birindeki akış neredeyse sıfır civarında iken, diğerinde ise bu değer maksimumdur. Bu durumda ise oda içersinde aşırı debi oluşmaktadır.

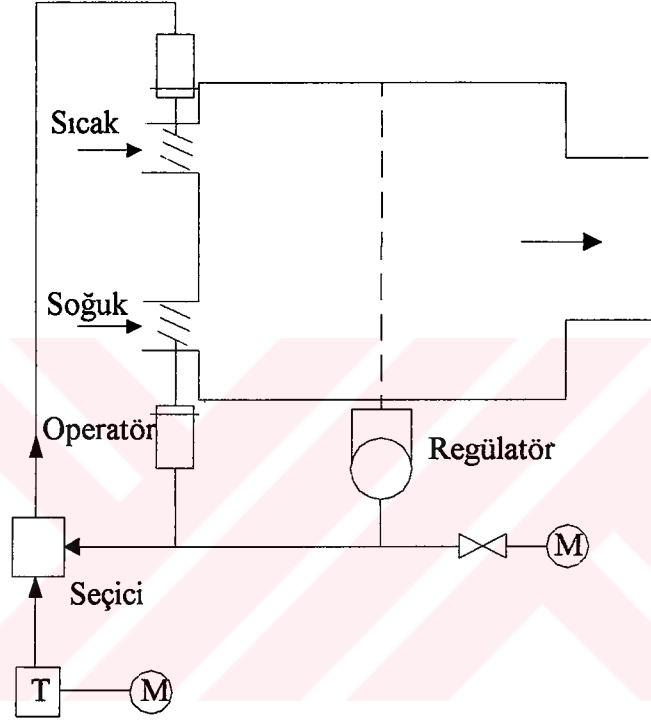
Şekil 1.58’de tipik bir Pozitif sabit debi ünitesi görülmektedir. Bu sistem limitlenmiş sabit debili sisteme benzemektedir. Oda sıcaklığı düştükçe, motor yardımıyla, toplam akış miktarını artıracak olan sıcak üfleme kanalına ait damper açılmaktadır ve böylece ortamda, statik basınç değişiminden dolayı artan yada azalan debi miktarının, sabit bir değerde tutulması sağlanmaktadır (Öztürk, 1995).



Şekil 1.58. Çift kanal pozitif sabit debili ünite

Eğer ısıtma damperi belirli oranın üzerinde akışa izin verirse, bu durumda soğuk hava kanalı damperi tamamen kapanır. Eğer basınç sensörü oranlanan akıştan fazla ölçmeye devam ederse, basınç ve sıcaklık sensörü ölçüm hattındaki basınç set değerine kadar yükselir. Bu durumda ise, basınç regülatörü kontrol rölesi yardımıyla

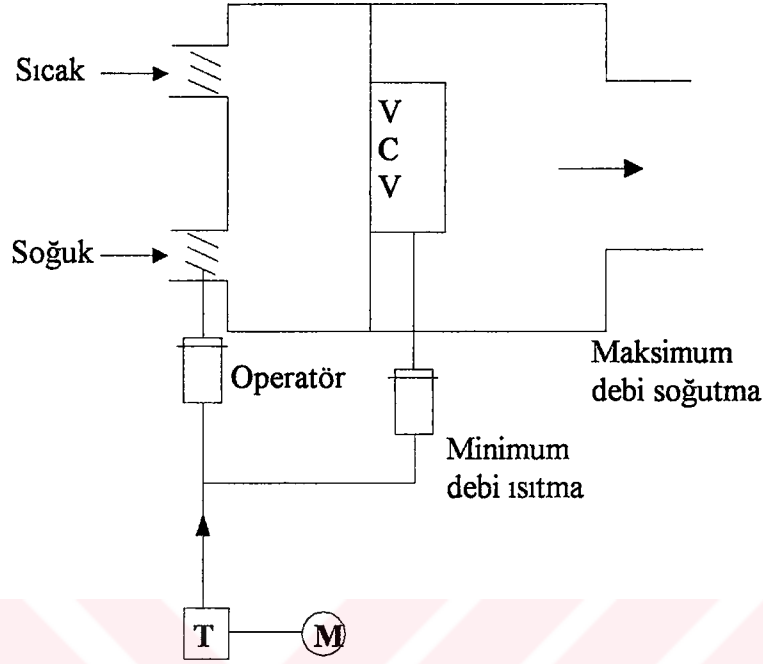
kontrol, ısıtma kanalı damperi üzerine verilir. Basınç regülatöründeki sinyal artmaya devam ederse, terminal içerisinde oluşan basınç farkı, regülatör üzerinde set edilen değere geldiğinde, ısıtma damperi kapanır. Regülatör sıcaklık sensörünün bulunduğu hattaki basınç değeri, basınç regülatörü sinyal set değerinin üzerine çıkıncaya kadar ısıtma hattı damperini kontrol etmeye devam eder. Ancak çift kanallı limitli sabit debili sistemlerdeki termal denge bozulması ihtimali, bu sistem için geçerlidir (Öztürk, 1995).



Şekil 1.59. Çift kanallı mekanik sabit debili ünite (Öztürk,1995)

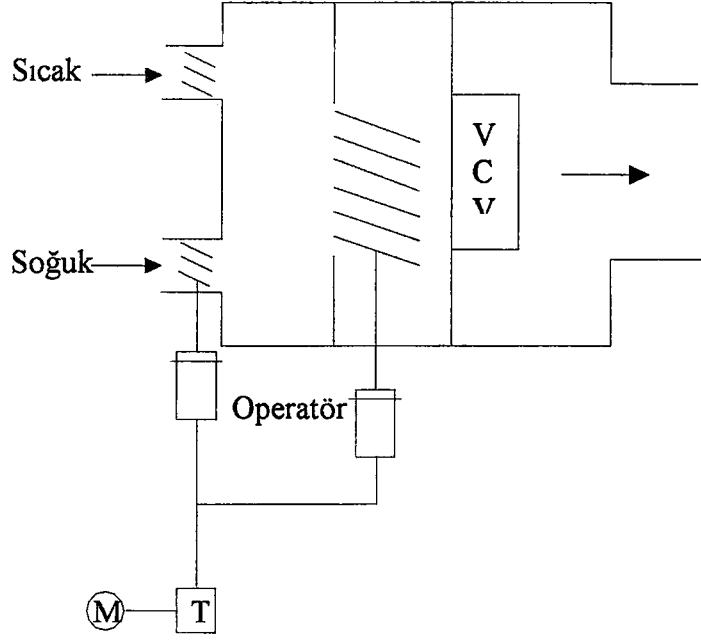
Mekanik sabit debi için tipik bir örnek Şekil 1.59'da görülmektedir. Oda sıcaklığı düştükçe, damper operatörü de damper kumanda sinyalini azaltır. Operatör, oda için set edilen değerden oluşan sapmaya göre, oransal olarak sıcak hava damperini açar ve soğuk hava damperini kapatır. Sabit debi regülatörü toplam akış miktarını düzenlenirken statik basınç değişimlerinden dolayı bozulabilir. Buna ısıtma ve soğutma kanallarının yapısından kaynaklanan basınç farklılıkları yol açar. Çünkü ısıtma ve soğutma yükleri birbirinden farklı olacağından kanal boyutları ve geçişleri de farklı yapıda olacaktır. Isıtma ve soğutma statik basıncının çok dengesiz olduğu bazı özel durumlarda, hava bir kanalda ters yönde akarken, ısıtma kanalı içerisinde

soğuk hava veya soğuma kanalı içerisinde sıcak hava oluşmasına neden olabilir. Sabah ön-ısıtması bazen bu durumun oluşması için uygun zemin hazırlayabilir.



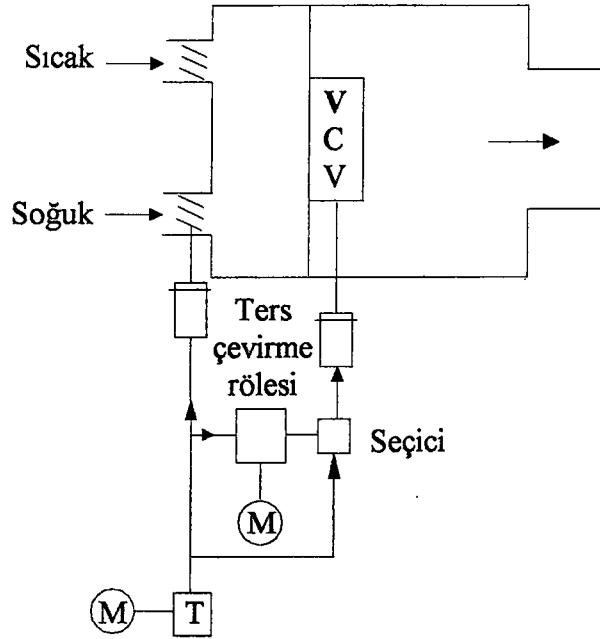
Şekil 1.60. Çift kanal VCV sistem (Öztürk, 1995)

Şekil 1.60 ve 1.61’de Değişken sabit debili, tipik örnekler görülmektedir. Çift kanallı sabit debili değişken sistem, tek kanallı değişken debili sistemin soğutma tarafındaki akış ile çift kanallı sistemin avantajlı taraflarını bir araya toplamıştır. Şekil 1.60’da bu türden bir operasyona ait başlangıç şekli görülmektedir. Değişken sabit debili çift kanal kontrolünde, ısıtma ( normalde açık) ve soğutma kanalı damperi (normalde kapalı) pnomatik operatör yardımıyla yapılır. Değişken sabit debi regülatör ise, ardışık çalışma işlemine sahip olup sıcaklık sensörü yardımıyla kontrol edilir. Sıcaklığın yükselmesi durumunda, sıcaklık sensörü yardımıyla giriş damperleri tam ısıtma konumundan tam soğutmaya geçerler. Eğer sensör hala istediği değere ulaşmadıysa, basınç sinyali değişmeye devam eder. Bu arada sıcaklığın yükselmesi ile değişken sabit debi regülatörüne bağlı olan pnomatik operatör yardımıyla operatör, maksimum dizayn koşulunu yakalayabilmek için üzerinde set edilen değere kadar açılır. Şekil 1.61’de üretici firmaların yöneldiği tip görülmektedir. Bu sistemde de regülatör yine debi ayarı için volüm damperini kumanda eder (Öztürk, 1995).



Şekil 1.61. Çift kanallı değişken sabit debili sistem (Öztürk, 1995)

Şekil 1.62’de Çift değişken sabit debinin tipik bir örneği görülmektedir. Bu yaklaşımda da çift kanallı değişken sabit debili terminal ünitesindeki sistemin aynısı kullanılır. Ancak buna ek olarak her iki kanalda da ayarlama yapmayı sağlayabilecek ters çevirme rölesi ilavesi bulunmaktadır. Ayrıca sistemde çevrimin kullanılmayan karışım parçası, ısıtma dizayn debisi değerine kadar değil, minimum ventilasyon ihtiyacına kadar düşürülmüştür (Öztürk, 1995).



Şekil 1.62. Çift kanallı, çift değişken sabit debili ünite

## 2. KAYNAK BİLGİSİ

ASHRAE, 1995 yılında yapmış olduğu çalışma ile HVAC kontrol sistemleri içinde bulunulan ortamın konfor şartlarını sağlamak, çalışanların verimliliğini artırmak, imalatı yeterince kolaylaştırmak, yangın durumunda duman kontrolü ve bilgisayar ile telekomünikasyon ekipmanlarının çalışmalarını kolaylaştırmak için dizayn edilirler. HVAC sistem ve ekipmanlarının otomatik kontrolü genellikle sıcaklık, nem, basınç ve akış oranı kontrollerini kapsar.

Krieder ve Rabl, 1994 yılında yaptıkları çalışma ile Modern HVAC sistemlerinde ileri beslemeli ve geri beslemeli sistem olmak üzere iki tip kontrol sistemi olduğunu söylemişler. İleri beslemeli sistem; ilgili değişkendeki dış düzensizliklerin etkisini dengelemek için düzeltici bir etki yaparken, sistem üzerine dış değişkenin etkisi önceden sezinlendiğinden dolayı ileri beslemeli olarak adlandırılır. Geri beslemeli sistemde ise kontrolör, değişken değeri ölçer ve bir kontrol aletini hareket ettirir. Değişken değer, kontrolün dizayn limitleri içinde istenen bir değere gelinceye kadar ayarlama hareketini devam ettirir.

Öztürk, 1995'e göre koşullandırılması yapılacak bina yada proses için dizayn edilen HVAC ekipmanları sistemden sisteme değişmesine rağmen HVAC sistemi üzerinde otomatik kontrol sistemi tarafından yapılması istenilen kontrol işlemleri, belirli ana başlıklara oturtulabilir. Burada alt kontrollerden kasıt, bütün sistemi kontrol edebilen alt parçacıklara bölerek kontrol etmek ve daha sonra bu parçacıkların diğer kısımlar ile olan bağlantılarını da sağlayarak sistemi kontrol açısından tamamlamaktır.

Özkayalar ve Türkoğlu, 1995'de yaptıkları çalışma ile dinamik bina kontrolü metotları, binanın termal yükünü izleyerek konfor sınırlarını kabul edilebilir sınırlarda tutmaya çalışırken aynı zamanda; elektrik ihtiyacını sınırlamaya ve olası dış hava etkilerine ya da ekstra yük ihtiyaçlarına karşılık günlük işletme giderlerini azaltmaya çalışırlar .

Öztürk, 1995'e göre optimal HVAC sistemi, kullanılan kontrol stratejileri yardımıyla sıcaklık ve akış miktarı arasında en iyi kombinasyonu oluşturarak toplam işletme

giderlerinde azalma sağlamayı amaçlar. Bu amaçla sistemde kullanılan kontrollere ait algoritmalar kullanır ve böylece istenilen şartlar ile bu şartların oluşması için gereken süreler arasında gerekli bağıntılar elde edilir. Optimal kontrolün amacı, hedeflenen kontrol şartlarından taviz vermeden sistemi çevre şartlardan faydalanarak istenilen verimde çalıştırmaktır. Bu işlemi gerçekleştirmek için; ortamdaki canlılar, hassas cihazlar, yada üretim prosesi için gerekli şartları sağlayabilecek, soğutma sezonu boyunca en yüksek sıcaklığı ve ısıtma sezonu en düşük sıcaklığı seçmek, işletme giderlerini azalmak için, soğutma ve ısıtma işlemlerini mümkün olduğu kadar eşzamanlı yapmamak, mümkün olan yerlerde minimum yada hiç şartlandırma uygulamamak, ısıtmadan soğutmaya geçilirken, oda sıcaklığının bir limit değerden diğerine kadar yüzmesine izin vermektir.

ASHRAE, 1995'e göre tek bölgeli mahallerin ısıtma ve soğutma kontrolü, doğrudan doğruya ortama yerleştirilmiş ısıtma ve soğutma termostatlarıyla, mahallerin nem kontrolü ise ortamdaki nem ölçerlerin kullanılmasıyla gerçekleştirilir. İki ve çok zonlu üniteler için karıştırma damperlerinin kontrolü her bir zona yerleştirilmiş mahal termostatları ile yapılır. Genellikle nemlendirici kontrolü, dönüş havasının nem ölçümü kontrolü kullanılarak gerçekleştirilir. Bazı mukayese elemanları eşzamanlı ısıtma ve soğutma ihtiyacını sağlamak için, sıcak ve soğuk hava karışımlarına uzun süre izin vermezler. Üç kanallı ünitelerde alternatif olarak çok zonlu sistemler kullanılır. Bu bölgedeki damperlerin damper motorları birlikte çalışırlar. Birinci durumda sıcak besleme havası ile by-pass havası karıştırılırken soğuk hava kanalındaki damper kapalıdır. İkinci durum için soğuk besleme havası ile by-pass havası karıştırılırken sıcak hava kanalındaki damper kapalıdır.

Öztürk, 1995'e göre binanın normal yükünün altında bulunduğu akşam saatlerinde ve hafta sonlarında, set değeri noktasının ısıtma sırasında azaltılmasına ve soğutma sırasında artırılmasına gece veya hafta sonu ayarlaması denir. Yapılan araştırmalarda, bu yöntem sayesinde hafif binalarda %12, ağır binalarda %34 oranında enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür. HVAC ekipmanları daima koşullandırılacak zonun yüküne ve meşguliyetine bağlı olarak çalışmaya başlarlar. Eğer oda sıcaklığı, oda yükünü oluşturacak insan ya da cihazlar çalışmaya başlamadan konfor şartlarına



ulaşırsa bu durum enerji sarfiyatına neden olur. Aynı şekilde bu şartların oluşması, cihaz yada insanların mahalle gelmesinden sonra olur ise bu durumda da istenilen kontrol şartlarına uygun zamanda erişilmediği için zon içerisinde bulunanlar bu durumdan rahatsız olur. Optimum kontrolör yardımıyla oda şartları istenilen şartlara, yükü oluşturan cihaz ya da insanlar odaya dönmeden ve mümkün olan en kısa zaman içerisinde gerekli şartları oluşturmak kaydıyla ekipmanlara kumanda edilir.

Akkoyunlu, 1999'a göre Değişken Hava Debili (VAV) Sistemler, farklı zonlardaki yük ihtiyaçlarına göre, istenilen miktarda şartlandırılmış havanın terminaller yardımıyla ayarlanarak içeriye üflenmesinde kullanılırlar. Genelde kullanılan terminal üniteleri, tek kanallı ve çift kanallı olarak iki kısma ayrılır. Tek kanallı sistemde ısı üretimi olmayıp bunun yerine son ısıtma serpantinleri ve fan coil üniteleri yardımıyla, ısıtma gereken yerlerde ısı üretimi sağlanabilir. Çift kanallı sistemde ise, ısıtma kaynağından gelen sıcak hava, ısıtma kanalı yardımıyla sisteme ya direkt yada karıştırılarak verilir. Bazı sistemlerde ise tek ve çift kanallı sistemler birlikte kullanılarak çözüme gidilmektedir

Öztürk, 1995'e göre HVAC sisteminin matematik modeli kurulurken ve sistemin analizi yapılırken seçilen HVAC sisteminin tüm elemanlarını kapsamasına dikkat edilmelidir. Bu modelde prosesin kapalı çevrim kontrolü yapılmamıştır. Sistemin tamamında modellenmesi yapılan ekipmanlar; soğutma ve nem alma serpantini, chiller ve depolama tankı, tekil zon dinamiği, kanallar ve fan, VAV sistemlerde bu değişkenlerden besleme havası miktarı, chiller giriş enerjisi ve by-pass edilen hava miktarı kontrol değişkenleri olarak kullanılabilir.

Bu çalışma ile özellikle gelişen teknoloji ile insanların daha yüksek konfor şartlarına arzulanmaları ile ortaya çıkan ve halen gelişmekte olan HVAC sistemleri kontrol yöntemlerinden bahsedilerek sistemde bulunan elemanların çalışmaları ve kontrol işlemini nasıl gerçekleştirdikleri hakkında bilgi verilmiştir. Ayrıca bu sistemlerde gerçekleştirilen alt kontrollerden bahsedilmiş ve sistemin tamamının kontrol altında tutulması gerektiği bölgesel kontrollerden kaçınılması gerektiği vurgulanmıştır.

### 3. MATERYAL ve YÖNTEM

#### 3.1. Materyal

Bu incelemeye esas olmak üzere uygulamada mevcut ve taraması yapılan üzerinde araştırmalar sürdürülen endüstriyel ve konfor amaçlı çeşitli HVAC sistemleri ile, bu sistemlerde kullanılan kontrol elemanlarının (otomatik valfler, otomatik damperler, sensörler ve yardımcı kontrol elemanları) tespiti ve özellikleri, bu sistemlerde kullanılan farklı kontrol yöntemlerinin (fan kontrolü, dış hava miktarı kontrolü, ısıtma serpantini kontrolü, soğutma serpantini kontrolü, nem kontrolü, mahal şartlarının kontrolü ve değişken hava debili sistemlerin kontrolü) sağladıkları fiziksel büyüklükler ile bu değerlerin hedeflenen kontrol şartlarından taviz vermeden sistemi çevre şartlardan faydalanarak istenilen şartlarda çalışmalarını sağlamak bununla birlikte tipik bir HVAC sisteminin matematik modellemesi yapılmıştır.

#### 3.2. YÖNTEM

Bu çalışma ile çeşitli lisansüstü ve doktora çalışmalarının teorik değerlendirilmesi, HVAC sistemlerindeki kontrol elemanlarının ve yöntemlerinin incelenmesi, tek bölge mahallerin ısıtma ve soğutma kontrolünün doğrudan doğruya ortama yerleştirilmiş ısıtma ve soğutma termostatlarıyla, mahallerin nem kontrolünün ise ortamdaki nem ölçerlerin kullanılmasıyla gerçekleştirilmesi. Fabrika ve binalarda kullanılan HVAC sisteminin tayinini yaparken ortamdaki canlılar, hassas cihazlar yada üretim prosesi için gerekli şartları sağlayabilecek, soğutma sezonu boyunca en düşük sıcaklığı seçerek, işletme giderlerini azaltmak için gerekli kontrol algoritmalarının kullanılması, bu algoritmaların karşılaştırılması; Basit bir HVAC sistemini oluşturan soğutma ve nem alma serpantini, chiller ve depolama tankı, tekil zon dinamiği, kanallar ve fanın modellenmesinin değişken değer olarak besleme havası, chiller giriş enerjisi ve by-pass edilen hava miktarının kullanılması metodu ile yapılmıştır.

### 3.3. HVAC Sistemlerinde Optimum Kontrol

Optimal HVAC sistemi, kullanılan kontrol stratejileri yardımıyla sıcaklık ve akış miktarı arasında en iyi kombinasyonu oluşturarak toplam işletme giderlerinde azalma sağlamayı amaçlar. Bu amaçla sistemde kullanılan kontrollere ait algoritmalar kullanır ve böylece istenilen şartlar ile bu şartların oluşması için gereken süreler arasında gerekli bağıntılar elde edilir. Optimal kontrolün amacı, hedeflenen kontrol şartlarından taviz vermeden sistemi çevre şartlardan faydalanarak istenilen verimde çalıştırmaktır. Bu işlemi gerçekleştirmek için; ortamdaki canlılar, hassas cihazlar, yada üretim prosesi için gerekli şartları sağlayabilecek, soğutma sezonu boyunca en yüksek sıcaklığı ve ısıtma sezonu en düşük sıcaklığı seçmek, işletme giderlerini azalmak için, soğutma ve ısıtma işlemlerini mümkün olduğu kadar eşzamanlı yapmamak, mümkün olan yerlerde minimum yada hiç şartlandırma uygulamamak, ısıtmadan soğutmaya geçilirken, oda sıcaklığının bir limit değerden diğerine kadar yüzmesine izin vermektir. Bu tür uygulamaların sistemin enerji sarfiyatına olan katkılarına şöyle örneklendirebiliriz. Soğutulmuş besleme suyu sıcaklığının yükselmesi, chillerin veriminin az bir miktar iyileşmesine, neden olur. Buna karşılık klima santrali enerji sarfiyatında büyük ölçüde artış söz konusu olacaktır. Kondanser giriş suyu sıcaklığının azalması, chillerin verimin iyileşmesine ve kule fanı enerji tüketiminin artmasına neden olacaktır. Soğutma amacıyla sisteme dağıtılan su soğutulmuş su miktarındaki azalma, soğutucu akışkanı belirli şartlarda tutmak için gerekli enerji miktarının ve oluşacak ısı transferi oranının azalmasına ve bu da gerekli yüzey miktarının azalmasına yol açacaktır.

Büyük binalarda kullanılan optimal başlangıç algoritmaları yardımıyla, belirlenen zamanda ekipmanlar çalıştırılarak, zonların kullanılmaya başlandığı anda istenilen şartlara ulaşma imkanı sağlanır. Bu algoritmaların amacı, ön koşullandırma zamanını minimize etmektir. Koşullandırmanın yapıldığı süre içinde, mahal şartları zaten tipik olarak oda set değerine ayarlanmıştır. Klasik kullanımlarda, bina yükü işletme giderlerini artırır. Yüksüz binalar için ön koşullandırma gereksizdir. Zira yüksüz binalar, normal yüklü binalardan daha az ısıtma veya soğutma ihtiyacı duyarlar. Burada kullanılacak kontrolörlerin elde edilen sonuçları sürekli yenilenecek şekilde

kontrol uygulaması, sistemin performansı ve en optimum sürenin bulunması açısından faydalıdır. Dinamik bina kontrolü metotları, binanın termal yükünü izleyerek konfor sınırlarını kabul edilebilir sınırlarda tutmaya çalışırken aynı zamanda; elektrik ihtiyacını sınırlamaya ve olası dış hava etkilerine ya da ekstra yük ihtiyaçlarına karşılık günlük işletme giderlerini azaltmaya çalışırlar (Özkayalar ve Türkoğlu, 1995).

Binanın normal yükünün altında bulunduğu akşam saatlerinde ve hafta sonlarında, set değeri noktasının ısıtma sırasında azaltılmasına ve soğutma sırasında artırılmasına gece veya hafta sonu ayarlaması denir. Yapılan araştırmalarda, bu yöntem sayesinde hafif binalarda %12, ağır binalarda %34 oranında enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür. HVAC ekipmanları daima koşullandırılacak zonun yüküne ve meşguliyetine bağlı olarak çalışmaya başlarlar. Eğer oda sıcaklığı, oda yükünü oluşturacak insan ya da cihazlar çalışmaya başlamadan konfor şartlarına ulaşırsa bu durum enerji sarfiyatına neden olur. Aynı şekilde bu şartların oluşması, cihaz yada insanların mahalle gelmesinden sonra olur ise bu durumda da istenilen kontrol şartlarına uygun zamanda erişilmediği için zon içerisinde bulunanlar bu durumdan rahatsız olur. Optimum kontrolör yardımıyla oda şartları istenilen şartlara, yükü oluşturan cihaz ya da insanlar odaya dönmeden ve mümkün olan en kısa zaman içerisinde gerekli şartları oluşturmak kaydıyla ekipmanlara kumanda edilir. Bu amaçla kullanılan algoritmalar aşağıda özetlenmiştir (Öztürk, 1995).

### 3.3.1. Kontrol Algoritmaları

Bu bölümde optimum başlangıç şartlarını belirlemek için kullanılan algoritmalar anlatılacaktır. Bu algoritmaların, uyumlu kontrol ile kullanılması, sistemde daha uygun sonuçlar verecektir. İlk üç metot dönüş periyodunun başlangıç anının oda sıcaklığına bağlı, diğer dört metot ise oda sıcaklığı ile dış hava sıcaklığının toplamına bağlı bulunmasında kullanılmaktadır.

Metot 1 (lineer bağıntı); aşağıdaki lineer ilişki dönüş zamanının oda sıcaklığına bağlı olarak bulunmasını göstermektedir.

$$\tau = a_0 + a_1 T_{oda,ilk} \quad (3.1.)$$

bu denklemde;

$T_{oda,ilk}$  : dönüş periyodunun başındaki oda sıcaklığı

$\tau$  : dönüş sıcaklığı

$a_0$  ve  $a_1$  sabitleri lineer en küçük kareler yöntemiyle bulunabilir. Bu bölümde bahsedilecek olan 7 metot için 2 set sabit grubu gerekmektedir. Bunlardan biri ısıtma diğeri de soğutma içindir. Sayısal kontrolör, belirli adım aralığında çalıştığı için, cihazlar başlangıç anına tam olarak uymayabilir. Bu olay cihazın örnekleme zamanına bağlıdır. Hittle ve O'Conner tarafından kullanılan eşitlik gece set noktasının başlangıç anını bulmak için kullanılabilir.

$t + \Delta + \tau > t_0$  Burada;

$t$  : içinde bulunulan zaman

$t_0$  : yükün tekrar oluşma zamanı

$\Delta$  : kontrolör tarafından kullanılan zaman adımı

$\tau$  : dönüş zamanıdır.

Metot 2 (Kvadratik bağıntı); oda sıcaklığına bağılı olarak dönüş zamanını hesaplamada Kvadratik bağıntı kullanılmaktadır.

$$\tau = a_0 + a_1 T_{oda,ilk} + a_2 T_{oda,ilk}^2 \quad (3.2.)$$

lineer en küçük kareler metodu yardımıyla  $a_0$ ,  $a_1$  ve  $a_2$  değerleri ısıtma ve soğutma için bulunabilir.

Metot 3 (logaritmik bağıntı); bu metot, oda sıcaklığına bağılı olarak dönüş zamanını hesaplama da logaritmik bir bağıntı kullanılmaktadır.

$$\ln(\tau) = a_0 + a_1 \ln(T_{oda,ilk}) \quad (3.3.)$$

Burada, ısıtma ve soğutma için ayrı sabitler gerekmektedir. Eşitlik logaritmik ifadeden kurtarılarak aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\tau = e^{a_0} + T_{oda,ilk}^{a_1} \quad (3.4.)$$

Metot 4 (Hittle ve O'Conner bağıntısı); Hittle ve O'Conner, 1988 yılında, oda cevabını karakterize eden direnç ve kapasitans elemandan oluşan bir birinci derece

model yardımıyla dönüş zamanını aşağıdaki algoritmayı da kullanarak belirlemeye çalışmışlardır.

$$\Delta T_r = a_0 + a_1 \Delta T_{a2} \ln(\tau) + a_3 \Delta T \ln(\tau) \quad (3.5.)$$

$$\Delta T_r = T_{oda,son} - T_{oda,ilk} \quad (3.6.)$$

$$\Delta T_r = T_{çevre} - T_{oda,ilk} \quad (3.7.)$$

$\tau$  : dönüş zamanı, en küçük kareler tekniği eşitliğin çözümünde kullanılabilir. Bu eşitliği dönüş zamanına göre çözecek olursak aşağıdaki sonuç elde edilir.

$$\tau = e^{\left( \frac{\Delta T_r - a_0 - a_1 \Delta T}{a_2 + a_3 \Delta T} \right)} \quad (3.8.)$$

Metot 5 (ağırlıklı en küçük kareler yöntemiyle birleştirilmiş Hittle ve o'Conner bağıntısı ); 4 numaralı metotta kullanılan denklemler dönüş zamanını tayin etmede kullanılırken aşağıdaki eşitlik sabitlerin tayininde kullanılır.

$$\tau \Delta T_r = \tau (a_0 + a_1 \Delta T + a_2 \ln(\tau) + a_3 \Delta T \ln(\tau)) \quad (3.9.)$$

Metot 6 ( lineer ve ağırlık fonksiyonlu bağıntı); bu metotta ise oda ve dış hava sıcaklığının dönüş zamanına olan etkileri birlikte incelenecektir. Çünkü yapılan deneyler göstermiştir ki gece veya hafta sonu geri dönüşü sırasında ilk oda sıcaklığı set değerine yakın değerde değilse dönüş zamanı oda ilk sıcaklığının fonksiyonu olmaktadır. Bu gözlemlerden sonra aşağıdaki eşitlik oda sıcaklığı ve dış hava sıcaklığı ile dönüş zamanı arasındaki ilişkiyi göstermektedir.

$$\tau = a_0 + (1-w) (a_1 T_{oda,ilk}) + w a_2 T_{çevre} \quad (3.10.)$$

$$w = \text{sabit} - \left( \frac{T_{oda,ilk} - T_{set,gece}}{T_{oda,son} - T_{set,gece}} \right) \quad (3.11.)$$

$T_{set,gece}$ : gece veya gündüz geri dönüşü sırasındaki set değeri

Gece periyodunda, ilk oda sıcaklığı set değerine çok yakın ise, w fonksiyonu dış hava sıcaklığı üzerinde daha fazla etkin olur. Ayrıca ilk oda sıcaklığı odanın yük altında iken ki set değerine (örneğin gece dönüşünden sonraki son oda sıcaklığına) yakınsa (1-w) fonksiyonu ilk oda sıcaklığı üzerinde daha etkin olur.

Metot 7 (Quadratic ve ağırlıklı fonksiyonlu bağıntı); ağırlık fonksiyonu w, bu metotta da kullanılmıştır. Aşağıdaki eşitlik yardımıyla dönüş zamanı bulunabilir.

$$\tau = a_0 + (1-w) (a_1 T_{oda,ilk} a_2 T_{oda,ilk}^2) + w a_3 T_{çevre} \quad (3.12.)$$

6 nolu metot ilk oda sıcaklığı ile dönüş zamanı arasında lineer bir ilişki kurarken 7 nolu metot quadratik bir ilişki kurmaktadır (Öztürk, 1995).

### 3.3.2. Kontrol Algoritmalarının Karşılaştırılması

Yukarıda anlatılan metotların karşılaştırmasına örnek olması amacıyla J.E, Armstrong P.R. tarafından 5 değişik kentte 3 farklı zona uygulanmıştır. Dönüş zamanları Çizelge 3.1 de dizayn kapasitelerinden olan fazlalıkları yüzdesel olarak belirten HVAC sistemleri için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Giriş ve çıkış için gerekli parametreler ekponansiyel ağırlıklı lineer en küçük kareler yöntemi yardımıyla bulunmuştur. Tüm simülasyonlarda 0,98 oranında unutma faktörü kullanılmıştır. 7 metot karşılaştırılarak standart sapmalar tüm periyotlar için hesaplanmıştır. Çizelge 3.2 ve 3.3 de ısıtma ve soğutma için her metotta oluşan en düşük standart sapmalar verilmiştir. Dönüş zamanı ile ilk oda sıcaklığı arasında quadratik ilişkinin olduğu durumlarda 2 numaralı metot, soğutmanın geri dönüş için gerektiği durumlarda ise 6 ve 7 numaralı metotlar en iyi sonucu vermiştir (Öztürk, 1995).

Çizelge 3.1 Dizayn kapasitesinin oranı şeklindeki sistem kapasitesi

	Zon 1		Zon 2		Zon 3	
	Isıtma (%)	soğut (%)	Isıtma (%)	Soğut (%)	Isıtma (%)	Soğut (%)
Denver	20	20	20	30	20	20
Madison	10	10	10	10	10	10
Phonix	20	20	20	30	20	20
Seattle	20	20	20	20	20	20
Washington	20	20	30	30	20	20

Her şehir ve zon için oluşan farkların standart sapmaları farklı periyotlarda göz önüne alınarak hesaplanmıştır. Gerçek dönüş zamanlarının standart sapmaları da ayrıca hesaplanmıştır. Çizelge 3.4 de dönüş için soğutma gereken gecelerde 2 numaralı metodun ortalama standart sapması bulunmaktadır. Çizelge 3.5 de dönüş için ısıtma

gereken gecelerde, 1,2,3,6 ve 7 nolu metotlar için ortalama standart sapmalar bulunmuştur. Isıtma için dönüş zamanını dış hava sıcaklığına ve oda sıcaklığına göre hesaplayan 6 ve 7 numaralı metotlar, bu değeri sadece oda sıcaklığına göre hesaplayan 1,2,3 numaralı metotlardan daha başarılı sonuçlar vermiştir. 7 numaralı metodun 6 numaralı metottan bir miktar daha başarılı sonuç verdiği söylenebilir. Çizelge 3.4 ve 3.5 de ısıtma gereken gecelerde daha iyi ön kestirim yapabilmek için soğutma gereken gecelerden daha fazla zamana ihtiyaç olduğu görülmektedir (Öztürk,1995).

Çizelge 3.2 Soğutma için en düşük sapma durumları

Metot	Periyot (Gün olarak)					
	5	10	15	30	45	60
1	0	0	0	0	0	0
2	15	15	14	15	13	14
3	0	0	1	0	1	0
4	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	1	1

Çizelge 3.3 Isıtma için en düşük sapma durumları

Metot	Periyot (Gün olarak)					
	5	10	15	30	45	60
1	2	2	1	0	0	0
2	4	1	0	0	0	0
3	1	0	0	3	3	1
4	1	0	0	3	3	1
5	0	0	1	1	3	3
6	4	2	4	2	2	2
7	2	6	4	5	1	0



Çizelge 3.4 Soğutma için ortalama sapma ve dönüş zamanları

	5	10	15	30	45	60
Metot 2	0,19	0,19	0,18	0,17	0,15	0,11
Dönüş Zamanı	0,95	0,87	0,98	1,02	1,03	1,01

Çizelge 3.5 Soğutma için ortalama sapma ve dönüş için ısıtma gereken gecelerdeki dönüş zamanları

Metot	5	10	15	30	45	60
1	0,96	0,79	0,75	0,65	0,65	0,62
2	0,98	0,8	0,75	0,6	0,57	0,50
3	1,36	1,29	1,22	0,87	0,93	1,00
6	1,4	0,67	0,54	0,41	0,39	0,29
7	1,36	0,73	0,55	0,35	0,36	0,28
Dön.zam.	1,95	1,74	1,7	1,39	1,47	1,59

### 3.3.3. Bina Ön Soğutması

Binanın işletme maliyetinin azaltılmasında kullanılan diğer bir metotta, soğuk gece havası yardımıyla ertesi günkü soğutma maliyetinin azaltılmasıdır. Gerçekte dışarıdan alınan soğuk hava fan yardımıyla çekildiği ve fanların da elektrik enerjisi kullanması nedeniyle yapılan işlem tamamen maliyetsiz değildir. Dış hava yardımıyla yapılan bina ön soğutması, ancak; koşullandırmanın yapıldığı gerçek periyot süresince ısıtma yapılmadığı, dış hava nemi kabul edilebilir konfor şartlarının altında olduğu ve fanların bedava soğutma için işletmede olduğu sürede oluşan maliyet gerçek soğutma sırasında oluşan maliyetten düşük olduğu koşullar için yapılır.

Dış hava yardımıyla yapılan ön soğutmanın, işletme maliyetine olan katkısını tam olarak belirlemek mümkün değildir. Ancak, örneğin mekaniksel ön soğutma belki de gün boyunca oluşacak aşırı soğutma taleplerin azalmasını sağlayabilir. Soğutma

ihtiyacına ve sistem dizaynına bağlı olmakla birlikte, genellikle zon ve dış hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı 5 F ile 10 F dan fazla olan durumlarda dış hava yardımıyla ön-soğutma sistem için bir avantaj olmaktadır. Koşullandırmanın yapılmadığı periyotta oda sıcaklığının üst konfor limitinin üzerine çıkmasına izin verilmektedir. Burada amaç bu sırada dış hava sıcaklığının yeterince soğumasına izin vermek ve %100 taze hava ile soğuma sağlayabilecek şartları yakalamaktır. Bu sayede tekrar şartlandırma yapılmaya başlandığında oda sıcaklığı ve bina yükü kabul edilebilir alt konfor limitinde bulunmaktadır.

Sabit debili sistemlerde bunu yapabilmek için fanların işletme zamanları minimumda tutulur. Şartlandırmayı takip eden zaman periyodunda, dış hava sıcaklığı en düşük durumuna geleceği için binanın ön soğutmasını bina sıcaklığı alt limite ulaşsa bile mümkün olduğu kadar geciktirmek en iyi yöntemdir. Bu amaçla binanın sıcaklığını en düşük set değerine yaklaştıran optimum başlatma algoritmaları kullanılabilir. Ancak en basit ve geleneksel yöntem dış hava şartları yeterli olduğu sürece fanların kontrolüdür. Değişken debili sistemde en iyi ön-soğutma kontrol yöntemini belirlemek zordur. Fan gücü nonlineer olarak (örneğin güç hızın kübü olarak) değiştiği için, çok alışılmamış durumlar dışında fanı çok düşük hızda ve sabit devirli fanlara nazaran daha uzun periyotta çalıştırmak daha uygundur (Krieder ve Rabl, 1994).

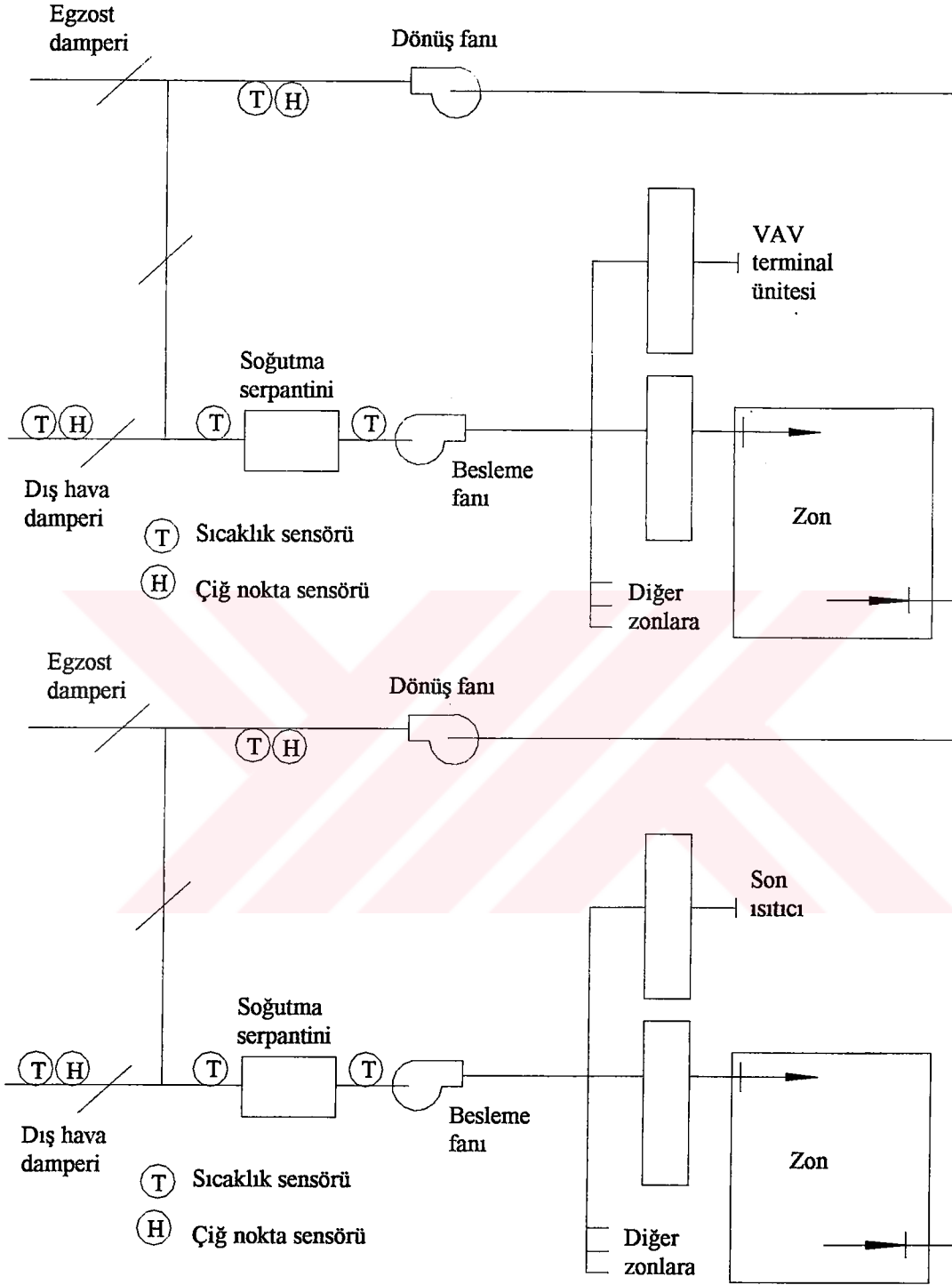
#### 3.3.4. Set Değeri Etkisi

Bina ön ısıtıldıktan sonra oda sıcaklığı set değeri bir miktar artırılarak binanın elde ettiği termal depolama yardımıyla, gerekli soğutma yükünü sağlamak için mekanik ekipmanların çalışması sonucu ortaya çıkan enerji sarfiyatından tasarruf edilmiş olur. Hittle (1979) tarafından Washington D.C. de 100\*100 feet 10 adet ofis binası incelenmiştir. Bina açık renk metal konstrüksiyon ve toplam duvar alanının %34 ünü kaplayan çift camlı pencerelerden oluşmaktadır. Kullanılan HVAC sistemi oda sıcaklığını normal iş günlerinde 7:00 ve 18:00 saatleri arasında 19.4 °C, arasında şartlandırmanın olmadığı periyotta ise 13.8 °C ısıtma set değerinde tutacak şekilde dizayn edilmiştir. İncelenen iki adet HVAC sisteminden birincisi sabit hava debili

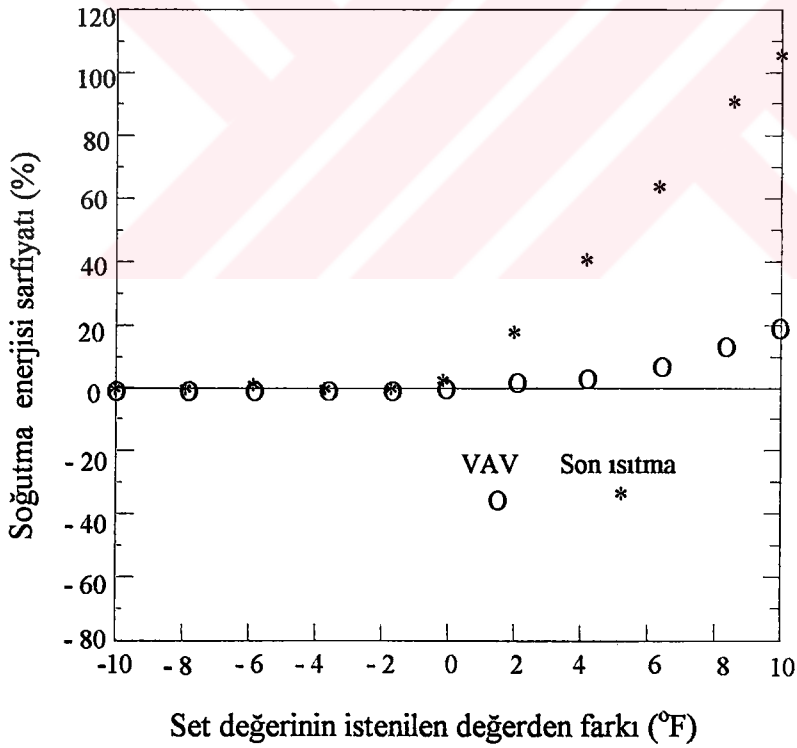
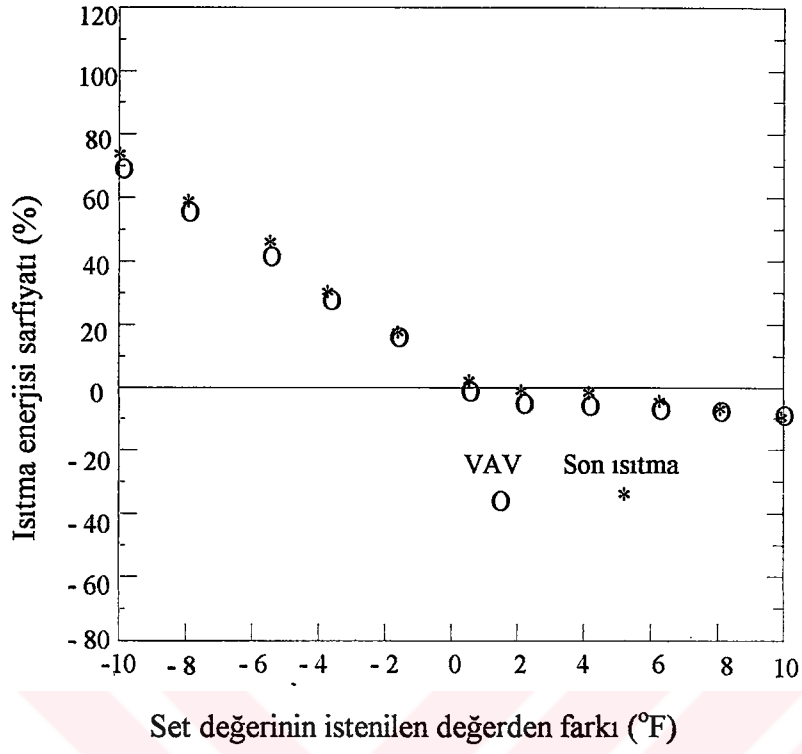
(CAV) ve son ısıtma serpantinli, diğeri ise değişken hava debili (VAV) ve zon girişlerine konan VAV damperleri ile eşzamanlı olarak çalışan ısıtıcı serpantinlerden oluşmaktadır. Şekil 3.1’de her iki sistemin proses şeması bulunmaktadır.

Karışım havası sıcaklığı ve soğutma serpantini çıkış sıcaklık set değerlerinin istenilen değerden farklı değerlere değiştirilmesi sonucu ortaya çıkan değerler (Şekil 3.2 ve 3.3)’de gösterilmiştir (Öztürk, 1995).

Karışım havası set değeri için, her iki sistemde daha düşük set değeri seçiminin soğutma enerjisi tüketimine hiçbir etkisi olmamakla birlikte, set değerinde düşük seçilen her 1F sıcaklık, ısıtma enerjisinde % 6.4 lük artışa neden olmaktadır. Daha yüksek set değeri seçimi her iki sistem içinde bir miktar enerji kazanımına neden olmaktadır. Son ısıtmalı ile VAV sistemi arasındaki temel fark, daha yüksek karışım havası set değeri seçiminde binanın soğutma enerjisi sarfiyatındaki değişim olarak gözükmemektedir (Öztürk, 1995).

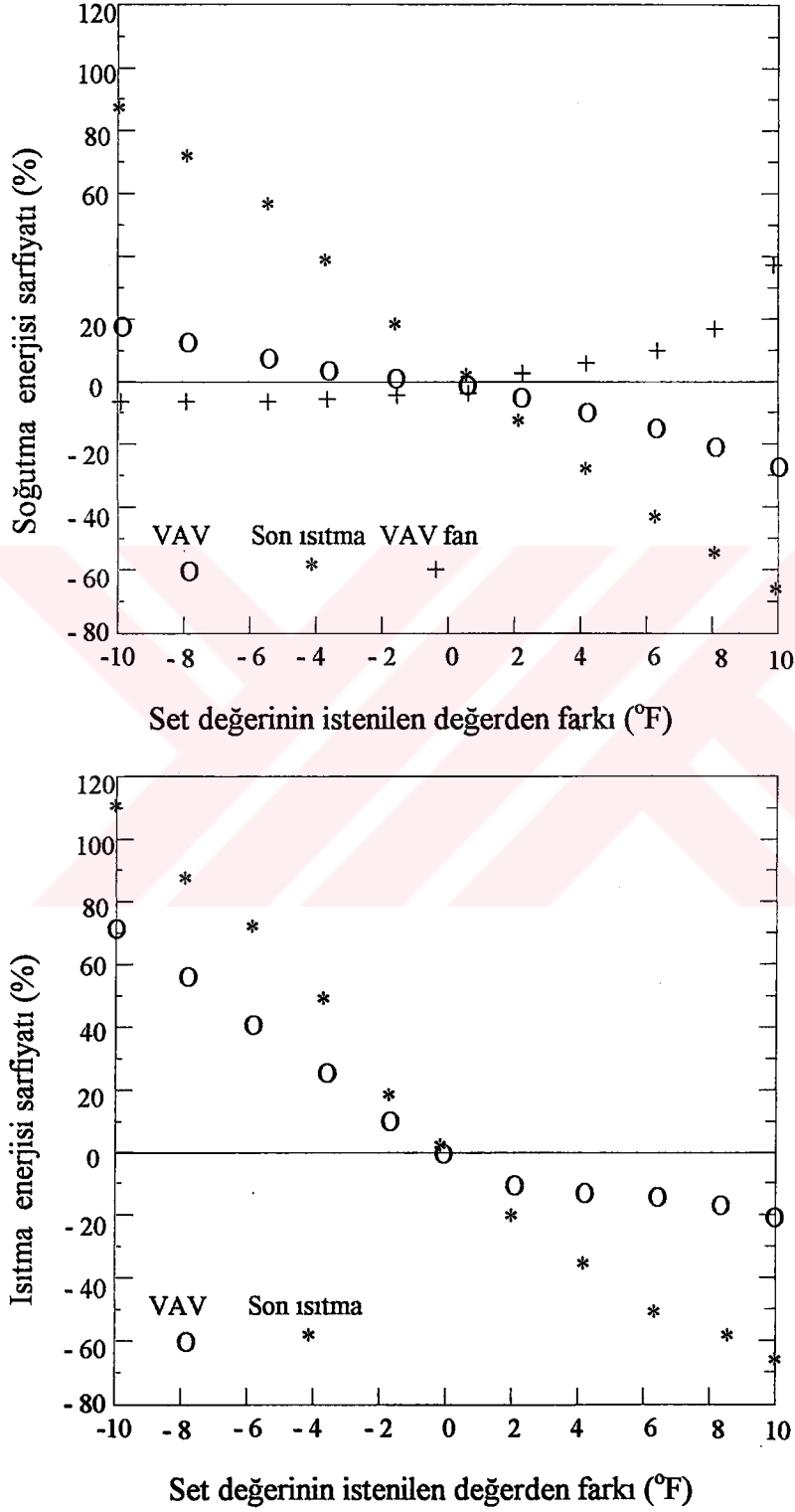


Şekil 3.1. Son ısıtma ve VAV sistemleri şeması (Öztürk, 1995)



Şekil 3.2. Karışım havası set değeri sapmasının yıllık sarfiyata etkisi (Öztürk, 1995)

Şekil 3.3'de görüldüğü gibi son ısıtmalı sistemde karışım havası set değerindeki her 1F sıcaklık artış için sistemde % 11 oranında fazla soğutma sarfiyatı oluşmaktadır (Öztürk, 1995).



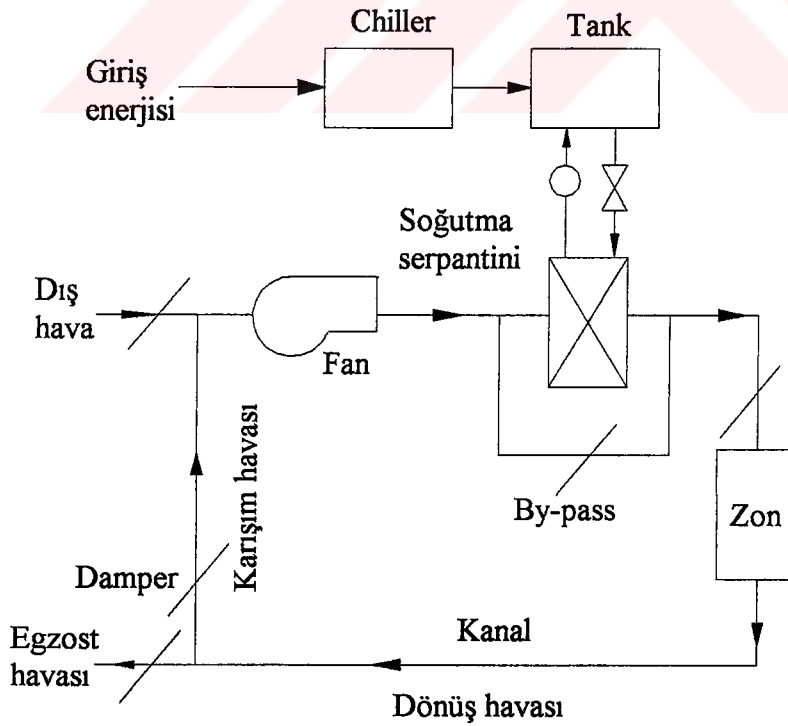
Şekil 3.3. Üfleme havası set değeri sapmasının yıllık sarfiyata etkisi (Öztürk, 1995)

Daha düşük set değeri seçildiğinde ise VAV lı sistemlerde % 2.2 lik bir artış meydana gelmektedir. Daha düşük set değeri seçildiğinde ise, VAV lı sistemlerde her 1F sıcaklık için ısıtma enerjisi olarak % 7.2 soğutma enerjisi olarak ise % 2.1 daha az enerji kullanımı söz konusudur. Bu son ısıtmalı sistemlerdeki ısıtma için % 11.2, soğutma için % 8.5 olan değerlerden daha küçük değerlerdedir. Bunun nedeni, VAV sistemlerinde kullanılan zon terminalleri yardımıyla düzenlenen oda sıcaklığının ekstra soğutma talebini kesmesidir.

Soğutma serpantini çıkış sıcaklığı istenilen değerin üzerinde seçildiğinde her iki sistemde de bir miktar ısıtma ve soğutma enerjisi kazanılabilir. Ancak bu durumda da hedeflenen oda koşullarına bazı zonlarda ulaşamaz. Buna ek olarak, VAV sistemlerde soğutma sıcaklığı yükseldikçe fan enerji sarfiyatı da artar. Bunun nedeni bazı zonların yüksek sıcaklığını muhafaza edebilmek için gereken yüksek orandaki hava miktarıdır (Öztürk, 1995).

### 3.4. Basit Bir HVAC Sisteminin Matematik Modellenmesi

Bu bölümde bir VAV sisteminde kullanılan tipik bir HVAC sisteminin matematik modeli kurulacaktır. Sistemin analizi yapılırken seçilen HVAC sisteminin, özellikle günümüzde kullanımda olan HVAC ünitelerinin içerdiği elemanları içermesine ve esnek olmasına özen gösterilmiştir. Bu çalışmada prosesin kapalı çevrim kontrolü yapılmamış buna karşılık kapalı çevrim kontrolü yapılması durumunda hangi kontrol büyüklüklerinin giriş olarak ve nasıl bir strateji ile kontrol edileceklerine değinilmiştir. Sistemin tamamında modellenmesi yapılan ekipmanlar; soğutma ve nem alma serpantini, chiller ve depolama tankı, tekil zon dinamiği, kanallar ve fan, VAV sistemlerde bu değişkenlerden besleme havası miktarı, chiller giriş enerjisi ve by-pass edilen hava miktarı kontrol değişkenleri olarak kullanılabilir. Şekil 3.4'de modeli oluşturulan VAV sisteminin şeması görülmektedir. Sistemin ana bileşenleri; (1) tekil zon ve yük değişimleri, (2) soğutma ve nem alıcı serpantin, (3) chiller ve depolama tankı, (4) taze, egzost ve by-pass damperleri, (5) fan, (6) kanallardır. Burada kullanılan VAV sisteminin daha iyi anlaşılabilmesi için dönüş hava kanalı boyunca çevrim incelenebilir (Öztürk, 1995).



Şekil 3.4. Modelleme yapılacak olan sistemin prensip şeması (Öztürk, 1995)



Örneğin, zondan çekilen havanın bir kısmı karışım damperleri yardımıyla besleme havası ile birleştirildikten sonra geri kalan kısmı dışarı atılmaktadır. Karışım sonucunda elde edilen sıcak ve nemli olamayan hava, chillerden alınan soğutulmuş suyun soğutucu serpantine verilmesi sonucu soğutulur ve nemi alınır. Serpantinden çıkan havanın mutlaka istenilen kuru termometre sıcaklığında ve nem oranında olması gerekir. Burada amaç, şartlandırılan bu hava zon içersine üflendiğinde, oda içersindeki sıcaklık ve nem değeriyle karışıp zonun istenilen değerlere gelmesini sağlamasıdır. Şekil 3.4’de görüldüğü gibi, sisteme kontrol uygulandığında üç farklı kontrol değişkeni bulunmaktadır. Besleme havası miktarı, damperler yardımıyla, serpantinden çıkan hava sıcaklığı ise, damper miktarlarının ayarlanması yardımıyla, soğutucu serpantine giren su debisinin ayarlanmasıyla, giriş enerjisi miktarı soğutma serpantininde de gerekli yükün fonksiyonu olarak kontrol edilebilir.

Sistem kapalı çevrim bir sistem olarak dizayn edilirse, oda içersine sıcaklık ve nem sensörleri yerleştirilir. Burada çalışma sırası ise şu şekilde oluşur. Oda içersinde sıcaklık yükseldiğinde; zon damperleri içeriye daha fazla soğuk hava üfleyebilmek için açılır. Dönüş kanalı boyunca gelen sıcak havanın karışım miktarını azaltmak için karışım damperleri kapanır. Soğutma serpantini içersinden geçen hava miktarını arttırmak ve daha fazla soğutulmuş hava elde edebilmek amacıyla by-pass damperi kısmen kapanır. Chillerin enerji sarfiyatı, soğutucu serpantinde gerekli ihtiyacı karşılayabilmek amacıyla artırılır (Stewart, 1990).

### 3.4.1. Zon Modeli

Normal şartlarda, içersinde koşullandırma yapılan bir zonun bütün bileşenleriyle matematik modelinin oluşturulması güçtür. Oda içersine üflenen havanın tüm özellikleri biliniyor olsa bile, zon içersinde yer kaplayan her bileşen aynı zamanda bir ısı kaynağı veya absorber olabilir. Aynı şekilde oda içersinde bulunan canlıların hareketleri veya dış hava sıcaklığının mevsim normallerinden farklı bir ortalama izlemesi oluşturulan model üzerinde bozucu etki yapar. Bu yüzden yapılacak zon modelinde bazı kabullerin yapılması gereklidir. Bunlar; oda içersindeki hava hızı değişimlerinin basınca etkisi olmadığı, dönüş kanalı dışında herhangi bir hava kaçağı

olmadığı, radyasyondan dolayı ısı kazancı olmadığı ve ısı transferinin gerçekleştiği yüzeylerin transfer katsayılarının değişmediği, oda içerisinde ısı ve nem absorbe eden nesnenin olmadığı, oda içerisindeki hava akışının üniform olduğudur. Odaya ait enerji eşitliği aşağıdaki gibidir (Öztürk, 1995).

Oda içerisindeki enerji değişimi = Besleme havası ile gelen enerji + Duvarlardan kazanılan enerji + Oda içerisindeki ekipmanların enerji - Dönüş havası ile çekilen enerji

Bu eşitliği formülize edersek ;

$$\frac{dT}{dt} = \frac{(F_p)_b (h_b - h)}{(V\rho)_{zon} c_p} + \frac{UA(T_0 - T)}{(V\rho)_{zon} c_p} + \frac{\dot{Q}_0}{(V\rho)_{zon} c_p} - \frac{h_{fg} + c_{pw} T}{(V\rho)_{zon} c_p} ((F\rho)_b (W_b - W) + \dot{m}_0) \quad (3.13.)$$

Aynı şekilde zona ait kütle nem dengesi yazılacak olursa

Zondaki nem artışı = Besleme havası ile verilen nem + Zon içindeki ekipmanlardan Gelen nem - Dönüş havası ile çekilen nemi

Bu eşitlik formülize edilirse;

$$\frac{dW}{dt} = \frac{(F\rho)_b}{(V\rho)_{zon}} (W_e - W) + \frac{\dot{m}_0}{(V\rho)_{zon}} \quad (3.14.)$$

$$c_p = \sum_i c_{pi} \quad (3.15.)$$

$$\rho = \frac{P}{R(T + 273)} \frac{0.622}{(0.622 + W)} \sim \text{sabit} \quad (3.16.)$$

Entalpi ile kuru termometre sıcaklığı ve kütle nem oranı arasındaki ilişki;

$$h = c_{pa} T + W(h_g + c_{pw} T) \quad (3.17.)$$

şeklindedir. Bu ilişki SI birimleri kullanılarak yaklaşık olarak;

$$h = T + W(2501 + 1.86T)(KJ / kg)$$

şeklinde yazılabilir.

Buraya kadar kullanılan değişkenler ve indeksler aşağıda listelenmiştir.

T : sıcaklık (°C)

t : zaman (saniye)

$h_{fg}$  : suyun gizli ısısı (j/kg)

$c_{pw}$  : suyun sabit basınçtaki özgül ısısı (j/kg K)

- $V_{zon}$  : oda hacmi ( $m^3$ )  
 $\rho$  : havanın yoğunluğu ( $kg/m^3$ )  
 $c_p$  : sabit basınçtaki özgül ısı ( $J/kg K$ )  
 $F_b$  : besleme hava debisi ( $m^3/h$ )  
 $W_b$  : besleme havası kütlelesel nem oranı ( $kg_s/kg_h$ )  
 $A$  : kesit alanı ( $m^2$ )  
 $b$  : besleme havasını gösteren indis  
 $h$  : entalpi ( $J/kg$  – kuru hava)  
 $\dot{m}_o$  : zonun iç nem yükü ( $kg/s$ )  
 $\dot{Q}_o$  : zonun iç ısı yükü ( $W$ )  
 $R$  : gaz sabiti ( $J/kg K$ )  
 $U$  : ısı transfer katsayısı ( $W/m^2 K$ )  
 $T_o$  : dış hava sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )  
 $P$  : basınç (MPa)

Kanal boyunca akan havanın şartları akış boyunca sürekli olarak değişmektedir. Örneğin havanın entalpisi; kanaldaki akış süresince, kanal çevresindeki havanın sıcaklığının farklı olması ve dış hava katılımı nedeniyle karışım hücresinde, soğutucu ve nem alıcı serpantinden sonra, fanın duyulur ısısı nedeniyle fan üzerinde değişime uğrar. Dolayısıyla, sıcaklık ve nem miktarı çevrim boyunca zamanın fonksiyonu olacak şekilde hesaplanmalıdır. Bu amaçla soğutucu ve nem alıcı serpantin, chiller ve depolama tankı, fan ve kanalın modellenmesi de gerekmektedir (Öztürk, 1995).

### 3.4.2. Soğutucu Ve Nem Alıcı Serpantin Modeli

Soğutucu serpantin, primer (örneğin chiller ünitesi) ve sekonder devre arasındaki en önemli ara birimdir. Kullanılan soğutma serpantini modeli, tipik çapraz akışlı dairesel kanatlı tiptir. Serpantine hava ve su giriş sıcaklığının verilmesiyle suya ve havaya ait çıkış değerleri aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanabilir (Öztürk, 1995).

$$\frac{dT_h}{dt} + C_1 \frac{dT_h}{dy} = -\frac{C_2}{m_h} (T_h - T_{t,o}) + C_3 T_h \frac{dW_h}{dt} \quad (3.18.)$$

$$\frac{dW_h}{dt} + C_4 \frac{dW_h}{dy} = -\frac{C_5}{m_h} \quad (3.19.)$$

$$\frac{dT_s}{dt} + C_6 \frac{dT_s}{dx} = \frac{C_7}{m_s} (T_{t,o} - T_s) \quad (3.20.)$$

$$\frac{dT_h}{dt} + C_8 \frac{dT_{t,o}}{dt} = C_9 (T_h - T_{t,o}) + C_{10} (W_a - W_{t,o,d,t}) - C_{11} (T_{t,o} - T_s) \quad (3.21.)$$

$$W_{t,o,d,t} = 7.93 * 10^{-3} + 3.1 * 10^{-4} T_{t,o} + 7.5 * 10^{-6} (t_{t,o} - 53)^2 \quad (3.22.)$$

Burada;

$T_h$  : hava sıcaklığı

$T_s$  : su sıcaklığı

$T_{t,o}$  : tüm yüzey sıcaklığı

$W_a$  : havanın kütlelesel nem oranı

$W_{t,o,d,t}$  : doyma noktasındaki kütlelesel nem oranı

$C_1$  ve  $C_{11}$  arasındaki katsayılar aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$C_1 = \gamma_h \upsilon_h$$

$$C_2 = \frac{\gamma_h \eta_{g,top}}{C_{ph} R_h}$$

$$C_3 = \gamma_h - 1$$

$$C_4 = \gamma_h$$

$$C_5 = \frac{\eta_{g,top}}{C_{ph} L_e R_h}$$

$$C_6 = \upsilon_s$$

$$C_7 = \frac{1}{R_s C_s}$$

$$C_8 = \frac{\eta_d + \frac{m_t C_t}{m_f C_f}}{1 - \eta_d}$$

$$C_9 = \frac{\eta_{d,top}}{R_h (1 - \eta_d) m_f C_f}$$

$$C_{10} = \frac{\eta_{g, \text{top}} \lambda}{m_f C_f L_e R_h C_{ph} (1 - \eta_d)}$$

$$C_{11} = \frac{1}{R_s C_f m_f (1 - \eta_d)}$$

Burada;

$\gamma_h$  : havanın özgül ısılar oranı ( $C_p/C_v$ )

$v_a$  : hava hızı (m/s)

$\eta_{g, \text{top}}$  : gizli ısı transferindeki toplam kanat verimi

$C_{ph}$  : havanın sabit basınçtaki özgül ısısı (j/kg K)

$R_h$  : Serpantin yüzeyindeki hava direnci ( $\Omega$ )

$L_e$  : Lewis sayısı

$v_s$  : Soğutulmuş Su Hızı (m/s)

$R_s$  : Serpantin yüzeyindeki su direnci ( $\Omega$ )

$C_s$  : suyun özgül ısısı (j/kg K)

$\eta_d$  : duyulur ısı transferindeki kanat verimi

$\eta_{d, \text{top}}$  : duyulur ısı transferindeki toplam kanat verimi

$m_t$  : birim uzunluktaki tüp ağırlığı (kg/m)

$C_t$  : türbin özgül ısısı (j/kg K)

$C_f$  : kanatların özgül ısısı (j/kg K)

$m_f$  : birim uzunluktaki kanat ağırlığı (kg/m)

$\lambda$  : buharlaşma gizli ısısı (j/kg)

### 3.4.3. Chiller ve Depolama Tankı Modeli

Eğer  $T_{sb}$  soğutulmuş su sıcaklığı ve  $C_s$  ise depolama tankının termal kapasitesi ise, tank üzerindeki enerji eşitliği aşağıdaki şekilde yazılabilir (Öztürk, 1995).

$$C_s \frac{dT_{sb}}{dt} = -U_1 U_{1, \text{max}} \xi (T_{sb} - T_{sd}) - U_c - U_{c, \text{max}} P + a_{ch} (T_e - T_{sb}) \quad (3.23.)$$

$$P = (P_{\text{max}} - 1) \left(1 - \frac{T_o - T_{sb}}{\Delta T_{\text{max}}}\right) \quad (3.24.)$$

Burada;

$T_{sb}$  : serpantine gönderilen soğutulmuş su sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{sd}$  : serpantinden dönen su sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )

$P$  : chiller performans katsayısı

$a_{ch}$  : tankın ısı kaybı katsayısı ( $\text{W}/^{\circ}\text{C}$ )

$T_e$  : ortam sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\Delta T_{max}$  : chillerin maksimum dizayn sıcaklık farkı ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_o$  : sink (dönüş suyu) sıcaklığı ( $^{\circ}\text{C}$ )

$U_{1,max}$  : serpantine giden maksimum su debisi ( $\text{kg/s}$ )

$U_1$  : kütleli debi kontrol sinyali

$U_{c,max}$  : chillere verilecek maksimum güç ( $\text{W}$ )

$U_c$  : güç kontrol sinyali

#### 3.4.4. Fan Modeli

Fan tarafından havaya verilen ısı miktarı, duyulur ısı olarak tanımlanmaktadır. Fan motoru tarafından üretilen ısı, çalışma süresinde kullanılan kapasite oranının fonksiyonudur (Öztürk, 1995).

$$q_{fan} = q_{oran} (1.53 * 10^{-3} + 5.2 * 10^{-3} \text{PLR} + 1.11 \text{PLR}^2 - 0.116 \text{PLR}^3) \quad (3.25.)$$

$$\text{PLR}(\text{parçalı akış oranı}) = \frac{\text{Besleme Hava Akış Oranı}}{\text{Fanın Oranlanmış Hava Akışı}}$$

#### 3.4.5. Kanal Modeli

Bu model de aşağıdaki gibi formüle edilebilir. Burada;  $T_h$  kanal içersindeki havanın sıcaklığı,  $T_k$  ise kanal sıcaklığıdır. Kanal içersinde akan hava aynı zamanda ortam sıcaklığından  $T_e$  de etkilenir (Öztürk, 1995).

$$\frac{dT_k}{dt} = C_{12}(T_e - T_k) + C_{13}(T_h - T_k) \quad (3.26)$$

$$\frac{dT_k}{dt} + C_{14} \frac{dT_k}{dz} = C_{15}(T_k - T_h) \quad (3.27)$$

$$C_{12} = \frac{a_e}{\rho_k C_{pk} d}$$

$$C_{13} = \frac{a_i}{\rho_k C_{pk} d}$$

$$C_{14} = V_h$$

$$C_{15} = \frac{La_i}{\rho_h C_p A}$$

Yukarıdaki eşitliklerde kullanılan sembollerin anlamı ise aşağıdaki gibidir.

$\rho_k$  : kanal malzemesinin yoğunluğu

$C_{pk}$  : kanal malzemesinin özgül ısısı

$d$  : kanal kalınlığı

$a_i$  : toplam iç ısı taşınımı

$a_e$  : toplam dış ısı taşınımı

$V_h$  : hava hızı

$L$  : ortalama kanal çevre uzunluğu

$\rho_h$  : havanın yoğunluğu

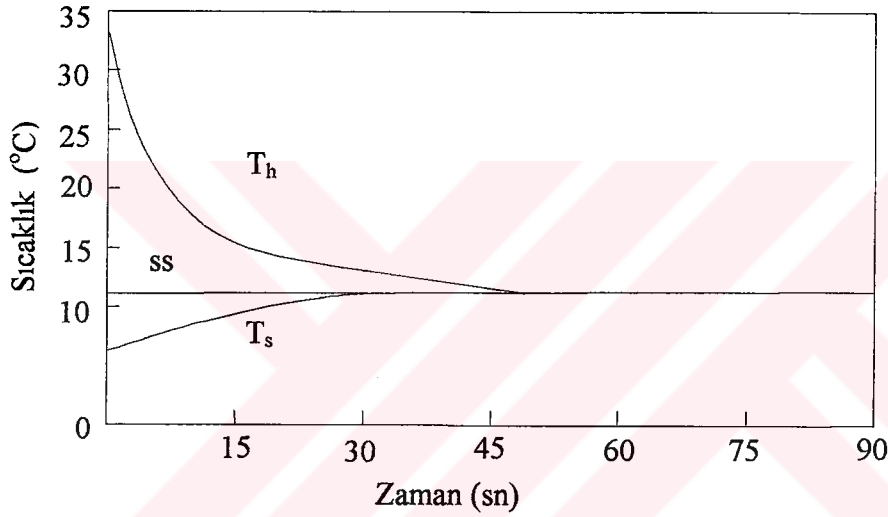
$C_{ph}$  : havanın özgül ısısı

$A$  : kanal kesit alanı

## 4. BULGULAR

### 4.1. Açık Çevrimli Simülasyon Sonuçları

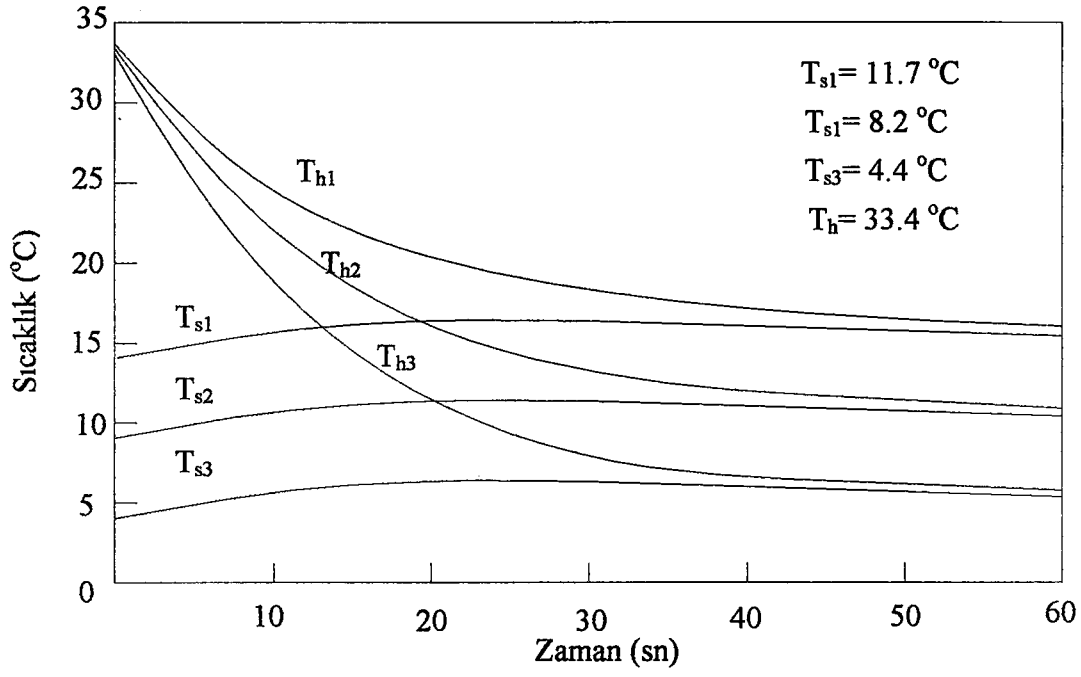
Şekil 4.1’de serpantin çıkışındaki hava sıcaklığı zamanın fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Elde edilen eğriden görüleceği üzere, başlangıç sıcaklığı olan 33.3 °C den kararlı hale geçişte elde edilen 11 °C ye kadar olan sıcaklık düşüşü exponansiyel bir fonksiyondur. İlk 15 saniye içerisinde bu düşüşün % 50 si gerçekleşmiştir. Sistemin tam kararlı hale gelmesi için 60 sn geçmesi gerekmiştir. Bu sonuç normal bir serpantin için beklenen bir sonuçtur (Öztürk,1995).



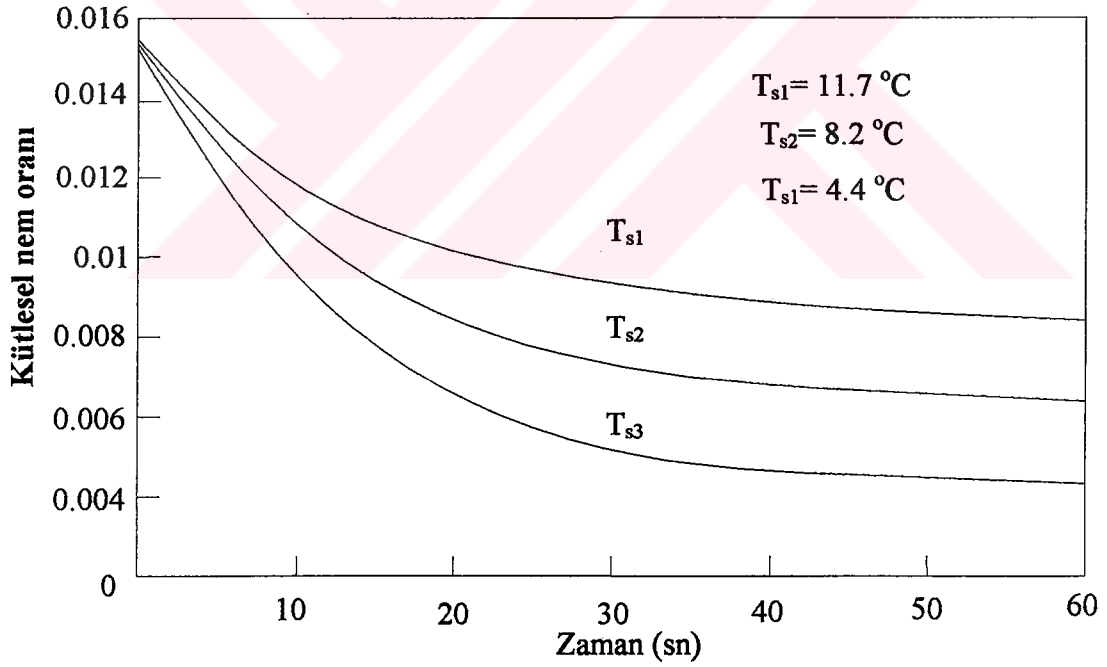
Şekil 4.1. Havanın serpantin içersindeki akışı (Öztürk, 1995)

Serpantin içersinden geçen havanın sıcaklığının kontrolü sırasında, soğuk su debisinin sabit tutulup giriş su sıcaklığının değiştirilmesi de bir kontrol yöntemidir. Şekil 4.2’de 3 değişik giriş su sıcaklığı için elde edilen serpantin çıkış havası değerleri gösterilmiştir. Her durumda da başlangıç şartı 33.3 °C olarak atanmıştır. Elde edilen eğrilerden de görüleceği üzere soğutma suyu giriş sıcaklığı düştükçe serpantin çıkışındaki hava sıcaklığı da düşmektedir. Daha da ötesinde havanın çıkış sıcaklığının düşüş oranı su sıcaklığı düştükçe artmaktadır. Bu etki ilk 20sn içersinde açık olarak görülmektedir. Şekil 4.3’de ise benzer şekilde farklı soğutulmuş su sıcaklıklarına karşılık gelen nem çıkış değerleri elde edilmiştir (Öztürk,1995).





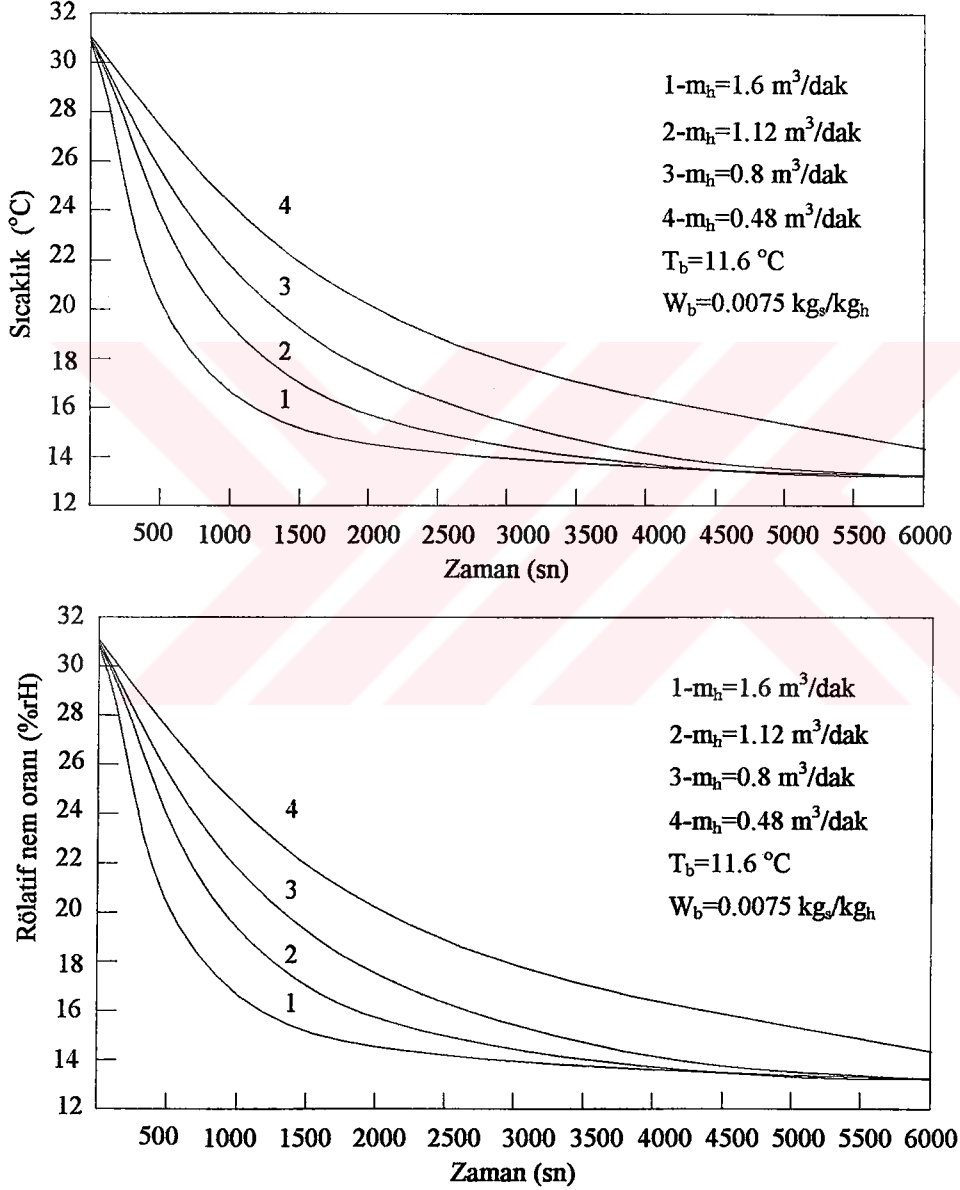
Şekil 4.2. Farklı su giriş sıcaklıklarına hava cevabı



Şekil 4.3. Farklı su girişine nem cevabı

## 4.2. Zon Modeli Simülasyon Sonuçları

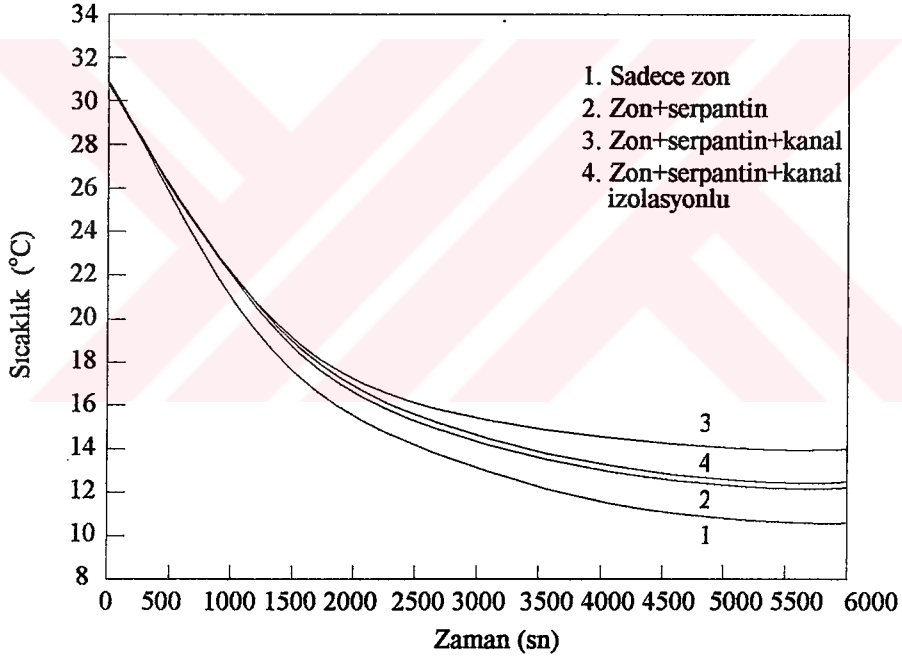
Zona ait sistemin zaman cevabını alabilmek için farklı testler yapılmıştır. Burada bahsi geçen zon  $673 \text{ m}^3$  bir hacme sahiptir. Zona ait hava başlangıç değerleri, sıcaklık için  $31.8 \text{ }^\circ\text{C}$  nem değeri için ise %52 rölatif nemdir. Zona ait matematik model eşitlikleri dört farklı besleme havası debi değerleri için sıcaklık ve nem değerine göre çözülmüştür. (Şekil 4.4.) (Öztürk, 1995)



Şekil 4.4. Farklı besleme havası debilerine karşı zonun sıcaklık ve nem cevabı (Öztürk, 1995)

Beklendiği gibi zon sıcaklık ve nem değeri besleme havası debi değeri arttıkça azalmıştır. Şekil 4.4'den de anlaşılacağı üzere 31.8 °C'lik başlangıç değerinin set değeri olan 21 °C'ye ulaşması 500 sn sürmüştür. Bu noktaya kadar ayrı ayrı modellenen ekipmanlar burada birleştirilmiş ve bir HVAC sistemine ait matematik model oluşturulmuştur.

Şekil 4.5'de zona ait dört farklı durumun cevapları bulunmaktadır. Durum 1 de sadece zon dinamiği dikkate alınmıştır. Bu durumda besleme havası akış miktarının ve şartlarının sabit olduğu kabul edilmiştir. Sisteme serpantin ilave edildiğinde elde edilen sonuç ise durum 2'de görülmektedir. Artık zon sıcaklığı kararlı hale gelebilmek için serpantin dinamiğinden dolayı daha fazla zamana ihtiyaç duymaktadır.

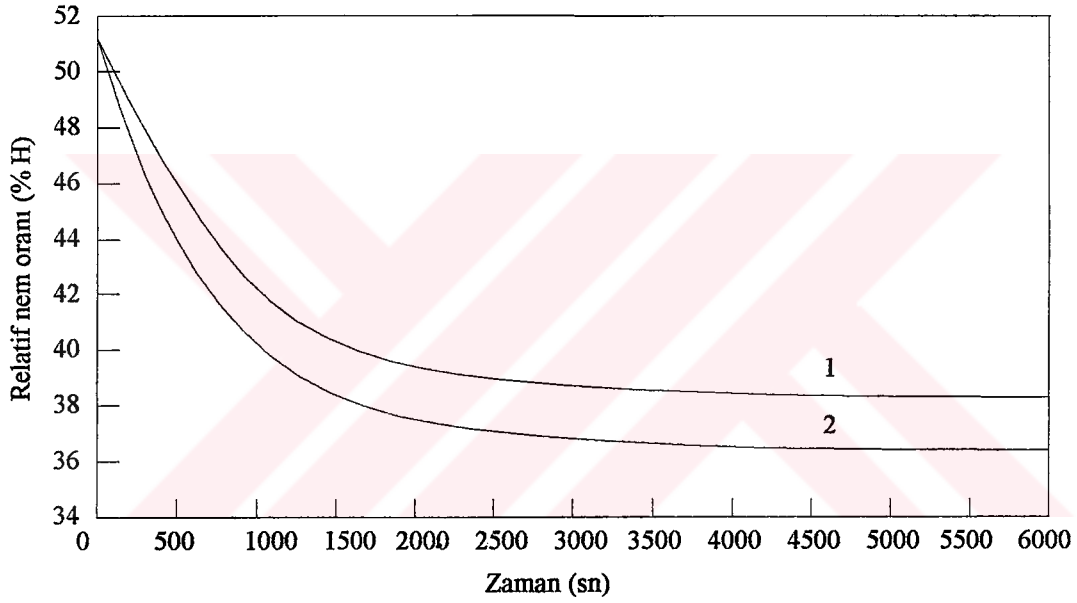


Şekil 4.5. Modellerin entegre sıcaklık cevabı

Sisteme kanal modelinin ilave edilmesi ile elde edilen sonuç ise durum 3'de gösterilmiştir. Burada dikkat edilirse, kanal ilavesi sadece sistemin zaman sabitinin artmasına neden olmamakta aynı zamanda çevreden gelen ısının da sisteme verilmesine neden olmaktadır. Mesela 1 saat sonunda durum 2 ve 3 arasındaki sıcaklık farkı 1.5 °C dir. Bir başka deyişle bir saatin sonucunda oluşan 1.5 °C'lik ısı

artışı kanal çevresindeki şartlardan kaynaklanmaktadır. Bu artış kanalın izole edilmesi ile iyileştirilebilir.

Benzer şekilde (Şekil 4.6) de rölatif nemin oda içerisindeki değişimi sistemde sadece zon ve zon+serpantin olduğu durumlarda gözlenmiştir. Durum 1’de sistemde sadece zon dinamiği olduğu durumdaki cevap alınmıştır. Burada da sıcaklıkta olduğu gibi besleme havası koşullarının sabit tutulduğu kabul edilmiştir. Görüldüğü gibi sisteme serpantin ilavesi ile elde edilen sonuç durum 2’de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi sisteme serpantin ilavesi ile besleme havası şartları artık değişken olup rölatif nem cevabı durum 1 dekine nazaran daha yavaştır (Öztürk, 1995).



Şekil 4.6. Modellerin entegre nem cevabı

## 5. SONUÇLAR

Bu tez özellikle HVAC sistemleri konusunda çalışmakta ve çalışacak olan kişilere HVAC sistemleri hakkında genel bir bilgi verebilmek ve bu sistemlerde kullanılan kontrol elemanlarını, yöntemlerini, optimizasyon için gerekli kontrol algoritmalarını tanıtmak ve basit bir HVAC sisteminin modellenmesinin nasıl yapılacağını anlatmak amacıyla hazırlanmıştır.

Teknolojinin hızlı bir şekilde gelişmesi, insanlar için gerekli olan konfor şartlarının daha mükemmel olmasını, endüstriyel sistemler için sistem performansının da daha yüksek olmasını amaçlamıştır. İşte bu mükemmelliğin sağlanabilmesi için otomatik kontrol sistemlerine ihtiyaç vardır. Otomatik kontrol sistemleri bu mükemmelliklerinin yanında enerji ekonomisi yönünden de avantaj sağlarlar.

Genel olarak binalarda HVAC sistemlerinin kullanılmasıyla bölgesel ısıtma, bölgesel soğutma, ısıtma ve soğutma sırasında harcanan su, klima santrallerinde karışım damperi kullanmak sureti ile dönüş havasının mevcut enerjisini kullanmak, yaz-kış çevrimi yapmak, doğru ayar değeri takibi yapmak böylece enerji tasarrufu sağlamak mümkündür.

Binanın normal yükünün altında bulunduğu akşam saatlerinde ve hafta sonlarında, set değeri noktasının ısıtma sırasında azaltılmasına ve soğutma sırasında artırılmasına gece veya hafta sonu ayarlaması denir. Yapılan araştırmalarda, bu yöntem sayesinde hafif binalarda %12, ağır binalarda %34 oranında enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür. HVAC ekipmanları daima koşullandırılacak zonun yüküne ve meşguliyetine bağlı olarak çalışmaya başlarlar. Eğer oda sıcaklığı, oda yükünü oluşturacak insan ya da cihazlar çalışmaya başlamadan konfor şartlarına ulaşırsa bu durum enerji sarfiyatına neden olur. Aynı şekilde bu şartların oluşması, cihaz yada insanların mahalle gelmesinden sonra olur ise bu durumda da istenilen kontrol şartlarına uygun zamanda erişilmediği için zon içerisinde bulunanlar bu durumdan rahatsız olur. Optimum kontrolör yardımıyla oda şartları istenilen şartlara, yükü

oluşturan cihaz ya da insanlar odaya dönmeden ve mümkün olan en kısa zaman içerisinde gerekli şartları oluşturmak kaydıyla ekipmanlara kumanda ederek en uygun kontrol sağlanmış olur.

Bu çalışma ile özellikle gelişen teknoloji ile insanların daha yüksek konfor şartlarına arzulamaları ile ortaya çıkan ve halen gelişmekte olan HVAC sistemleri kontrol yöntemlerinden bahsedilerek sistemde bulunan elemanların çalışmaları ve kontrol işlemini nasıl gerçekleştirdikleri hakkında bilgi verilmiştir. Ayrıca bu sistemlerde gerçekleştirilen alt kontrollerden bahsedilmiş ve sistemin tamamının kontrol altında tutulması gerektiği bölgesel kontrollerden kaçınılması gerektiği vurgulanmıştır.



## 6. KAYNAKLAR

Akkoyunlu, R., 1999. Değişken Hava Debili Sistemlerde (VAV) Otomatik Kontrol ve Enerji Tasarrufu. Teskon 99, 58-61, İzmir.

ASHRAE, 1995. HVAC Applications., 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329.

Carrier, W. H., Cherne, R. E., Grant, W. A., Roberts, W. H., 1959. Modern Air Conditioning Heating and Ventileting. Pitman Publishing Corporation, 592p. United States of America.

Grimm, N. R., Rosaler, R. C., 1990. HVAC Systems and Components Handbook. Mc graw-hill, 1100p., United States of America.

Haines, R. W., Wilson, C. L., 1998. HVAC Systems Desing Handbook. Mc graw-hill Companies, 517p., United States of America.

Koç, S., 1995. Antalya'da Kurulacak Olan Bir Otelin Klima Sisteminin Otomatik Kontrol Elemanlarıyla Donatılmasının Ekonomikliğinin Araştırılması. Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Y.Lisans Tezi, 72s. İstanbul.

Krieder, F. J., Rabl, A., 1994. Heating and Cooling of Buildings. Mc graw-hill International Edition, 890p., Singapore.

Levenhagen, J. I., Spethmann, D. H., 1993. HVAC Control Systems. Mc graw-hill International Edition, 334p., Singapore.

Martin, P. L., Oughton, D. R., 1997. Faber & Kells Heating & Air Conditioning of Buildings. Reed Educational and Professional Publishing, 701p., Great Britain by Hartnolls Ltd., Bodmin, Cornwall.

Özkayalar, M., Türkoğlu, F., 1995. Klima Sistemleri Seçimi ve Uygulamaları. Tesisat Mühendisleri Eğitim Seminer Notları, 1-14, Ankara.

Özkoç, N., 1999. Uygulamalı Soğutma Tekniği. Makine Mühendisleri Odası Yayınları Yayın no: 708s. Ankara.

Özkoç, N., 1981. İklimlendirme. Yüksek Teknik Öğretmen Okulu. 508s. Ankara

Öztürk, E., 1995. HVAC Ve VAV Sistemleri Kontrolü. İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü. Y. Lisans Tezi, 104s, İstanbul.

Rizzi, E.A., 1980. Design And Estimating For Heating Ventilating, And Air Conditioning. Litton Educational Publishing, 453 P. United States of America.

Stewart, F. A., 1990. Modeling and Analysis of HVAC Systems With on EMCS. Vol 87. No:2, Energy Engineering Honeywell, Atlanta GA.

Yüksel, İ., 1997. Otomatik Kontrol Sistem Dinamiği ve Denetim Sistemleri. 362s. Bursa.



## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Murat KORU

Doğum Yeri : AFYON

Doğum Yılı : 17 - 04 -1977

Medeni hali : Bekar

Eğitim ve Akademik Durumu:

Lise 1993 – 1994 Afyon Endüstri ve Meslek Lisesi

Lisans 1997 – 1998 Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi

Tesisat Öğretmenliği

Yabancı Dil : İngilizce

