

46111

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HVAC ve VAV SİSTEMLERİ KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak.Müh.Ergin ÖZTÜRK

Tezin Enstütüye Verildiği Tarih : 12 Haziran 1995

Tezin Savunulduğu Tarih : 4 Temmuz 1995

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Talha DİNİBÜTÜN

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Ahmet KUZUCU

Prof. Dr. Osman GENÇELİ

Y.Ü. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON BİRİMİ

TEMMUZ 1995

ÖNSÖZ

Halihazırda ülkemizde kurulu ve çalışmakta olan bina otomatik kontrol sistemlerin tümüne yakın bir kısmı sadece temel kontrol fonksiyonlarını gerçekleştirebilecek -ki bu da genelde sistemi istenilen konfor şartlarında tutma temeline dayanır- düzeyde kurulu sistemlerdir. Ancak bu noktadaki eksiklik, kurulu otomatik kontrol sistemlerinin enerji tasarrufu ile ilgili yeterliliklerinden çok -ki hemen hepsi bu özelliklere sahiptir- sistemin dizaynı sırasında bu konuya öncelik verilmemesi ve daha sonradan birtakım düzeltmelerle sistemin iyileştirilmeye çalışılmasından kaynaklanmaktadır.

Son yıllarda özellikle ASHRAE öncelikli olmak üzere HVAC Sistemleri ile ilgili birçok yayında, VAV (Variable Air Volume - Değişken Debili Hava) konusu işletme giderlerinde neden olduğu önemli iyileştirmeden dolayı detaylı bir biçimde incelenmekte, Avrupa ve Amerika'da yeni kurulan büyük binaların hemen tümünün HVAC sistemlerine uygulanmakta ve bu konuda çeşitli otomatik kontrol metodları sunulmaktadır.

Bu çalışmada, klasik HVAC sistemi kontrolleri özetlenmiş, bina dinamiğinin optimum kontrolü için gerekli algoritmalar verilerek, VAV sistemleri ile ilgili yapılan kontrollerin tanımlanması, örnek sistem kurulumu, karşılaştırılması ve matematik modeline dair sonuçlar verilmiştir.

Bu çalışmam sırasında, her türlü konuda desteğini esirgemeyen, başta ailem olmak üzere, Sn. Prof.Dr. Talha Dinibütün , Sn. Prof. Dr. Can Özsoy , EMO Ltd. Şti. ve çalışanlarına teşekkürü bir borç bilirim.

Temmuz, 1995

Ergin ÖZTÜRK

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	VI
SUMMARY	VII
BÖLÜM 1. Giriş.....	1
BÖLÜM 2. HVAC ALT-SİSTEM KONTROLLERİ.....	2
2.1. Giriş.....	3
2.2. Dış Hava Miktarı Kontrolü.....	3
2.2.1. Minimum Sabit Dış Hava Kontrolü	3
2.2.2. Ekonomizer Çevrimi Kontrolü.....	4
2.2.3 Entalpi Ekonomizör Kontrolü.....	5
2.2.4. Warm-Up Kontrolü.....	5
2.2.5. Gece Soğutması Kontrolü.....	6
2.3. Isıtma Serpantini Kontrolü.....	6
2.3.1. Ön-Isıtıcı Serpantin Kontrolü.....	6
2.3.2. Son-Isıtıcı ve Isıtıcı Kontrolü.....	8
2.4. Soğutma Serpantini Kontrolü	9
2.4.1. Nem-Alma Kontrolü.....	9
2.4.2. Evaporatif Soğutma Kontrolü.....	11
2.5. Nem Kontrolü.....	12
2.5.1. Nem Alma Kontrolü.....	12
2.5.2. Nemlendirme Kontrolü.....	13
BÖLÜM 3. BİNA OPTİMUM MONTROLÜ.....	14
3.1. Giriş.....	14
3.2. Optimum Şartlandırma Başlangıç Zamanı Tayini.....	16
3.2.1. Kontrol Algoritmaları.....	16
3.2.2. Kontrol Algoritmalarının Karşılaştırılması	17
3.3. Bina Önsoğutması.....	23
3.4. Set Değeri Etkisi	25

BÖLÜM 4. VAV SİSTEMLERİ KONTROLÜ.....	29
4.1. Giriş.....	29
4.2. Terminal Üniteler ve Karakteristikleri.....	29
4.2.1. Tek Kanallı Sistemler	33
4.2.1.1. Değişken Debi.....	33
4.2.1.2. Sabit Debi, Son Isıtma.....	34
4.2.1.3. İndüksiyon.....	35
4.2.1.4. Değişken Sabit Debi	36
4.2.1.5. Değişken Sabit Debi	36
4.2.2. Çift Kanal.....	37
4.2.2.1. Limitlenmiş Sabit Debi.....	37
4.2.2.2. Pozitif Sabit Debi.....	38
4.2.2.3. Mekanik Sabit Debi.....	39
4.2.2.4. Değişken Sabit Debi.....	39
4.2.2.5. Çift Değişken Sabit Debi.....	41
4.2.3. Dağıtım Sistemi Özeti.....	41
4.3. Dağıtım Sistemi ve Kontrolü.....	42
4.3.1. Minimum Dış Hava Kontrolü.....	42
4.3.2. Zon içerisindeki Statik Basıncın Kontrolü.....	44
4.3.3. Bina Statik Basıncının Ölçümü.....	44
4.3.4. Besleme Hav. Akışı ile Dönüş Fanı Koord.....	46
4.3.5. Diğer Fan Kontrol Teknikleri.....	46
4.3.6. Besleme Havası Basıncını Ayarlama Metodları..	48
4.4. Akış Ölçüm Metodları.....	58
4.4.1. Basınç farkı (Δp) yardımıyla Debi ölçümü.....	59
4.5. Akış Transmitteri Seçimi.....	64
4.6. VAV Terminal Üniteleri Performans Deneyi.....	67
4.7. Örnek VAV Uygulaması.....	72
4.7.1. Tipik Ofis Katı HVAC Sistemi.....	74
4.7.2. Zon Şartlandırma Kontrolleri.....	78
4.7.3. Enerji Tasarrufu Çalışmaları.....	80
4.8. VAV Sisteminin Modellenmesi.....	83

4.8.1 Zon Modeli.....	86
4.8.2. Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantin Modeli	89
4.8.3.Chiller ve Depolama Tankı Modeli	91
4.8.4 Fan Modeli.....	92
4.8.5.Kanal Modeli.....	93
4.8.6.Açık Çevrim Simülasyon Sonuçları	94
SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	98
KAYNAKLAR.....	101
ÖZGEÇMİŞ.....	105



ÖZET

Binalarda ve fabrikalarda kullanılan HVAC sistemlerinin kurulma amacı, şartlandırılması istenen mahali, sistenen konfor yada ortam şartlarına getirebilmektir. Bu şartlar, büyük insan topluluklarının alışveriş yaptıkları sinema, mağza, oyun salonu gibi ortamlarda, insanların rahat edebilecekleri konfor şartları olabileceği gibi, ülkemizde oldukça gelişmiş olan tekstil endüstrisinde, hassas nem ve sıcaklık gerektiren, iplik üretim alanları şartları da olabilir. Bu şartların sağlanabilmesi için; dizayn sırasında, sistem parametreleri, oluşacak yükün maksimum durumuna göre seçilir. Ancak, değerler her ne kadar bu şekilde belirlense de, yıl içerisinde bu değerlere ulaşılan toplam süre diğerine nazaran oldukça düşüktür. Sistem, çoğu zaman maksimum yükün çok altında ve değişken yük durumlarında çalışır. Bu nedenle bir otomatik kontrol çevriminin kullanılması hem istenen şartların değişken yükler altında hızlı bir biçimde sağlanması hemde gereksiz enerji sarfiyatını engellemek açısından önemlidir.

HVAC kontrollerinde uygulanan değişik amaçlı birçok yöntem vardır. Bunlar, alt sistem kontrolleri adı altında toplanır ve kurulan prosesin özelliğine, işletmecinin taleplerine bağlı olarak değişmekle birlikte, genel stratejileri aynı kalır. Bu uygulamalarda yapılabilecek ufak revizyonlarla, sistem farklı proseslere uygun hale getirilir.

VAV kontrolü klasik HVAC sistemlerinin yetersiz kaldığı çok zonlu sistemlerde, basınç ve hız kontrolünün önemli olduğu (hastahane, ilaç endüstrisi vb.) alanlarda oldukça etkin çözümler sunar.

Bu çalışmada öncelikle, HVAC kontrolünde uygulanan ana başlıklar incelenmiş ve binanın, normal yada min. yük altındaki çalışması sırasında uygulanabilecek optimizasyon metodlarından bahsedilmiştir. Daha sonra ise, VAV sistemlerinde uygulanan konvansiyonel ve merkezi genel kontrol metodları, tipik bir VAV kurulumu, kullanılan konvansiyonel metodlar arasındaki karşılaştırma ve son olarak da VAV tip bir havalandırma sistemine ait matematik model incelenmiştir.

Sistemi verimlilik açısından incelemek için, kullanılan alt kontrollerin klasik HVAC sistemlerinde ve VAV li sistemlerde uygulanması sonucunda elde edilen veriler, sonuçlar bölümünde sunulmuştur.

SUMMARY

Control Methods of HVAC and VAV Systems

The aim of using HVAC systems in shopping centers, business centers, hotels, factories and ect. Is to supply the required comfort or room conditions for the places that are wanted to be climatized. These conditions may be the comfort conditions of shopping centers, cinemas, shops where large amount of people goes and should feel comfortable. Also it can be the conditions of the thread production areas in textile sector that is developed industry of our country, where definite relative humidity and temperature are required. To supply these conditions, while the design period, the system parameters are selected according to the maximum loads. However, the maximum values that are selected, within a year only one or two months they are reached. Many times the system works with very low capacities then the maximum values and with varying load. Because of the situation, to avoid big energy consumption and to success supplying the required conditions quickly under the varying loads, the usage of automatic control systems are very important.

For instance, the annual energy consumption of the system is directly effected by the optimum adjustments, which have to be made, to meet the requirements of all of the separate places of a big shopping center which begins to give service in the mornings, in the required time periods. All of the adjustments are made by the automatic control system.

There lots of methods with various aims, which used in HVAC applications. The general headlines are the same for all them, however it differs according to the requirements of the investor and the specifications of the installed process. With the little changes in these applications the appropriate conditions are supplied for the process. In the second section, these headlines are observed which are used in HVAC controls.

VAV controls offer highly effective solutions where the classic HVAC systems are insufficient, as multizoned systems and places where the velocity control is very important (hospitals, pharmacy sector ect.). Also it brings out important improvements in the cooling expenses and fan energy consumption.

In this study, control methods of Heating, Ventilating and Air Conditioning systems and VAV systems are presented.

In the first chapter, widely used classic HVAC systems and the brief descriptions of their control strategies named sub-control of HVAC systems are summarized. Strategies should provide (1) energy conservation, (2) effective environmental control, (3) optimal equipment loading, (4) predictive load requirements and (5) optimal equipment performance. Dynamic control, which is the continuous adjustment of operating conditions in response to load and weather changes, is an important element of any operating strategy.

HVAC equipment's designed and selected for the building which is to be climatized may be changed depends on the design and the requirements, but the basic control structure of the building can be based to headlines. To complete the control system of building, each separate control points are controlled independently and overall system then be combined for the energy management. DDC and PLC units are most effective equipment's for this aim because of their costs and functions.

The control strategies applied to HVAC systems are the psychometric based systems. Energy saving in the every separate loop can effect the overall energy consumption of the system. For example air handling units in commercial buildings provide conditioned air to building spaces to maintain human comfort or the proper environment for special purpose equipments such as computers. The performance of these systems has a significant impact on the overall energy consumption of a building. Especially by using outdoor air temperatures and humidifies conditions, building comfort conditions can be provided as required without any costs. For instance, decreasing of the space temperature by the outdoor air, whose procedure named "free cooling", can be decrease %20 of the total cooling energy consumption.

In the next chapter building optimum control is studied. Equipment's used in HVAC systems can be turned on in time to which satisfy the building load requirements. Optimal start algorithms determine the times for turning equipments on so that the building zones reach the desired conditions when the building becomes occupied.

For buildings that are not continuously occupied, a significant savings in operating costs may be realized by raising the building set point temperature for cooling and lowering the set point for heating during unoccupied times.

An optimal controller returns zone temperatures to the comfort range when the building becomes occupied. In this chapter seven different algorithms for determining the optimal time for return from night setback are

compared and results are released. Each of these methods requires the estimation of parameters from measurements of the actual time for return from night setback.

And there also another method for reducing building operating costs uses "free" cool night air to reduce cooling requirements for next day. In reality, the use of outside air is not free, since energy is required to operate the air-handling fans. Precooling with outside air should only be considered if (1) heating is not required during the occupancy period, (2) the humidity of the ambient air is lower than an acceptable comfort limit and (3) the cost of operating air-handling fans is less than reduction in operating costs associated with mechanical cooling during the occupied period.

For a constant volume system, the best strategy reduces the operating time of the fans to a minimum. Since the ambient temperature is generally lowest during the hours leading up to the occupied time it is best to delay precooling of the building as long as possible, while still reaching the lower limit at occupancy. An optimal start algorithm that attempts to reduce the building's temperature to a minimum set point at occupancy could be used for this purpose.

After precooling a building, the space temperature set point may be adjusted upward (within the comfort zone) to take advantage of the thermal storage of the building to reduce both the peak and total power consumption required to operate the mechanical cooling equipment.

Proper setting and resetting of zone set points by a central energy management system or by local controllers is critical to maintaining comfort while minimizing the associated energy costs. In either case, the objectives should be the same : (1) to maintain the highest space temperature during the cooling cycle and the lowest temperature during the heating cycle compatible with occupant comfort and equipment requirements, (2) to minimize simultaneous heating and cooling to reduce the cost of operation and (3) to provide minimum or no conditioning to unoccupied spaces, where possible.

In this study effect of set point changes is released by using Hittle research.

From the section 4 typical VAV terminal units and their characteristics are observed. In reality different kind of terminal units are used according to the central handling units.

Basic prensible of variable air volume (VAV) as an air conditioning system control is not new. For years, thermostatically controlled volume dampers were used in low pressure air distribution systems, but with less

than satisfactory results . These systems served as a compromise for more costly face and and bypass dampers, modulating valves, or other control methods.

The trend toward larger interior zones with higher heat gains; the advent of high velocity, high pressure, air distribution systems and nondumping registers and grilles; and the growing concern over energy cost and availability have all stimulated VAV system implementation. In addition, new control developments and equipment design have renewed interest in low velocity systems.

Today's VAV systems bear little similarity to those of a decade ago. Many shortcomings of earlier systems were solved, but in process, new control problems were created.

This section identifies those new problems and offers solution. To do this, it is necessary to provide some background to today's VAV systems and their characteristics.

In the first part of the section various air terminal systems used today are designated. Some of the terminal units, though no longer offered by manufacturers, are still in operation. These units may be candidates for energy conservation retrofit.

Overall, terminal unit systems are two; single duct systems and dual duct systems. A single duct system provides no heat. Instead, methods such as reheat coils, finned tube radiation, or fan coil units provide heat where needed. A dual duct system provides warm air from a central heating source via the hot duct. Some building systems may be hybrid, using both single and dual duct methods.

In the second part of section four central air distribution systems and their control are addressed. Volume and pressure controls in central distribution systems accomplish three prime functions:

- 1- They assure a minimum outside air supply to the conditioned space.
- 2- They maintain a positive pressure within a conditioned space to prevent infiltration.
- 3- They maintain system pressures within the range required for satisfactory terminal unit operation and minimum fan requirements.

Owners and operators of research facilities are aware of the difficult decisions that must be made in the design of new laboratory facilities. The drive to conserve energy without compromising safety is ever present and generally leads to consideration of variable-volume laboratory ventilation scheme. Currently, decisions are made without the benefit of experience with

VAV lab systems and available technical data are derived from tests in mock laboratories with a majority of the data produced by system manufacturers. Estimation of the fume hoods use factor, control system performance and maintenance greatly affect life cycle cost and design decisions. The HVAC industry needs to examine the VAV lab systems installed and objectively define their track record. This part offers specific techniques for testing VAV laboratory ventilation systems in real situations so that data on performance and use patterns can be documented and true VAV savings calculated. To illustrate the methods and begin a database, the results of testing a variety of VAV control systems installed over the past years at a university campus are detailed and discussed by D.R. Lacey

In another part of the section four, application of adjustable frequency inverters to drive the various fan and pump motors for the variable-air-volume (VAV) system in a high-rise office building in hot, humid climates is described. Methods for outside air admission and building pressure control are demonstrated. Energy conservation aspects are discussed.

Last part of section four develops a dynamic model of a variable-air-volume (VAV) system. The overall model consists of the following component models: (1) a cooling and dehumidifying coil, (2) a chiller and storage tank arrangement, (3) a single-zone environment, (4) ductwork, and (5) a fan. The control inputs to the VAV system are the supply air mass flow rate, input energy to chiller, and the fraction of air bypassed. The output variables of interests are zone air temperature and relative humidity.

When dealing with a large system such as a VAV, it is necessary to take a system approach to design control strategies. It will not be adequate to break down the problem into simple loops, such as discharge air temperature control or zone damper control in two independent control loops. The coupling between the primary plants, the air distribution system, and the environmental zone should be considered. The best way to design control policies for an HVAC systems is to start with a well-defined overall objective.

For example given, (1) an environmental space, (2) an air distribution network, and (3) a central heating, ventilating, and air-conditioning plant, the problem of control of the indoor environment may be stated as the production of conditioned air in (3), distributed through (2), for the thermal comfort of the occupants of (1). In a broad sense, the degree of the thermal comfort of the occupants can be assessed by measuring and monitoring two outputs : (a) the dry-bulb air temperature and (b) relative humidity. Consequently, the objective of control of the indoor environment is to design and implement control policies for the system described by (1), (2) and (3) such that the resulting outputs (a) and (b) are maintained at the desired levels in the presence of disturbances (e.g. Changes in space loads) acting on the system.

Since central HVAC systems consist of several subsystems, the control system must coordinate the operation of the subsystems to produce the desired outputs. In this sense more than one input is to be controlled to hold the outputs at the desired levels.



BÖLÜM 1.

GİRİŞ

HVAC sistemlerinde kullanılan kontrol stratejileri yardımıyla, kontrol edilen zonun konfor şartlarında bozulmaya yol açmaksızın kullanılan enerjinin sarfiyatında birtakım iyileştirmeler yapılabilir. Dinamik kontrol adı verilen, kontrol edilen zonun değişen oda yükü ve dış hava koşullarında sürekli olarak istenilen koşullarda tutulması kontrolün temel amacıdır. Ancak bu arada ;

- 1-Enerji sarfiyatını
- 2-Efektif çevre(zon) kontrolünü
- 3-Optimum ekipman yükünü
- 4-Ön kestirmeli yük ihtiyacını
- 5-Optimum ekipman performansını da sağlamak için ekstra kontroller şarttır.

HVAC sistemlerinde kullanılan kontrol metodları, psikometrik diagram tabanlı kontrollerdir. Sistemin tamamı kontrol edilirken konvansiyonel sistemlerde olduğu gibi sadece belirli noktaların kontrolü ile sınırlı kalındığı ve binanın tamamı düşünülmediği takdirde istenilen enerji tasarrufu sağlanamamış olmaktadır. Bu nedenle öncelikle tipik HVAC kontrolleri incelendikten sonra binanın optimum kontrolü ve VAV türü kontroller incelenecektir.

BÖLÜM 2.

HVAC ALT-SİSTEM KONTROLLERİ

2.1.Giriş

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

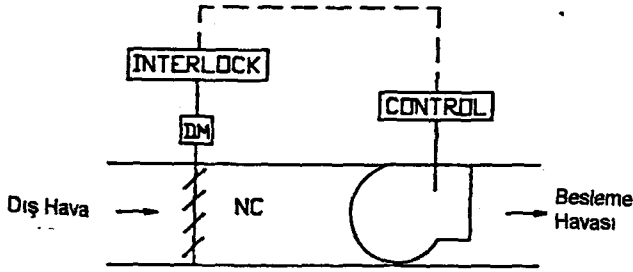
2.2.Diş Hava Miktarı Kontrolü

Çoğu HVAC sisteminde 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.

2.2.1. Minimum Sabit Dış Hava Kontrolü

Zon içerisindeki havanın temizlenmesi içerideki 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.

Eğer içeriye üflenlen dış hava miktarı, üfleme havası ve dönüş havası miktarları arasındaki farktan büyük ise, değişik ekonomizör çevrimlerinden biri uygulanır. (Sekil 2.1.c)



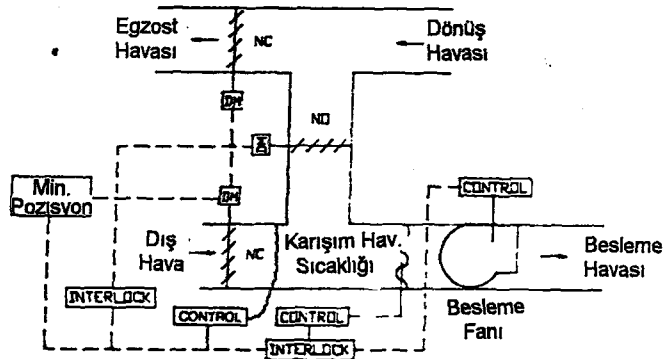
Şekil 2.2. %100 Dış Hava Kontrolü

%100 taze hava kullanılan sistemlerde, tüm taze hava besleme fanı yardımıyla içeriye verilir ve mahalden hiçbir dönüş yapılmaz. Taze hava damperi

(Sekil 2.2) üfleme fanına bağımlı çalışır ve genellikle fandan önce açılmaya başlar.

2.2.2. Ekonomizer Çevrimi Kontrolü

Ekonomizer çevrimi kontrolü, dış hava şartlarının istenen değerde olması durumunda, dış havanın kullanılarak sistemin soğutma yükünün azaltılması açısından faydalıdır. Örneğin dış hava sıcaklığı soğutma amacıyla kullanabilecek seviyede düşük ise. 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 konumlanırlar (Sekil 2.3). Dış hava sıcaklığı üst sıcaklık limit set değerini aşarsa, dış



Şekil 2.3. Ekonomizör Çevrimi Kontrolü

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 bunlara ters çalışan by-pass damperi ise açılır. Böylece dışarıdaki oda

2.2.5. Gece Soğutması Kontrolü

Bu kontrolde sisteme koşullandırmanın yapılmadığı gece periyodu boyunca %100 taze hava verilir.(Şekil 2.5) Zon, dış hava sıcaklığının yaklaşık 9 F üzerindeki bir set değerine kadar soğutulur. Limit kontrolü, eğer dış hava sıcaklığı, mahalın kuru termometre sıcaklığından yüksekse, taze hava çığ nokta

sıcaklığı aşırı

yüksekse yada kuru termometre

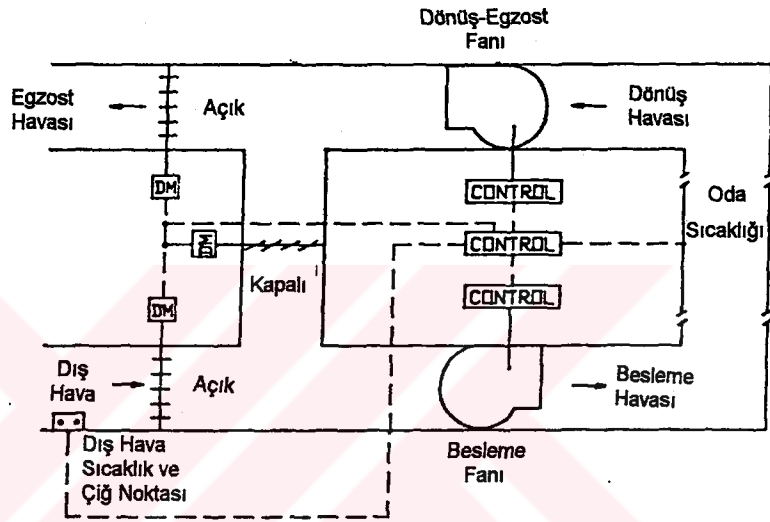
sıcaklığı 50 F gibi çok düşük bir değerde ise

operasyonu durudurur. Gece

soğutmasının yapıldığı periyod,

gün ışımadan önce ve gecenin en

soğuk zaman dilimi olan sabaha karşı başlatılır ve bu zaman dilimi genellikle koşullandırmanın yapılmasından belirli bir süre önce başlar.Bu işlemler sırasında daha önce bahsi geçen optimum başlatma algoritmaları kullanılır.



Şekil 2.5. Gece Soğutması Kontrolü

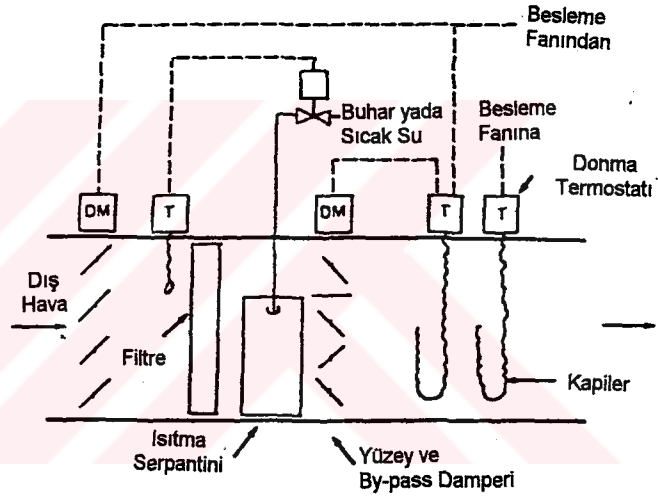
2.3. Isıtma Serpantini Kontrolü

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

2.3.1. Ön-Isıtıcı Serpantin Kontrolü

Ön-ısıtıcı serpantinin kontrolünde kullanılacak kontrol sistemi, dönüş havasından alınacak min 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 yoğunlaşmayı 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 2.6). By-pass damperi tam açıkken oluşan



Şekil 2.6. By-Pass ve Yüzey Damperli Ön Isıtma

basınç düşümü ile damper ve serpantin tam açıkken içinden geçen havada oluşan basınç düşümü aynı değerde olacak şekilde by-pass damperi boyutlandırılmalıdır.

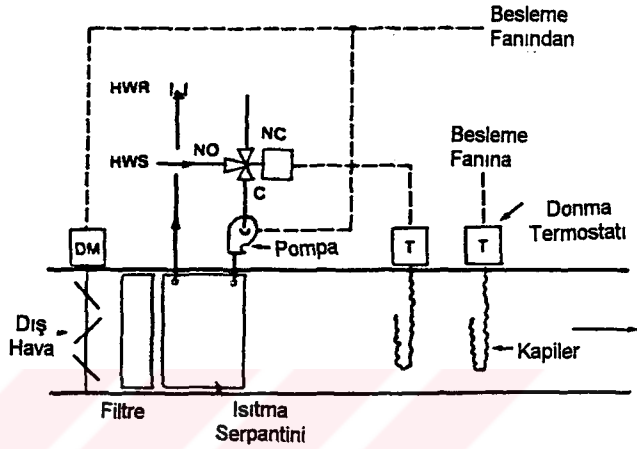
Sıcak sulu ön-ısıtıcı serpantinler içerisindeki tüplerde donma olmaması için suyun min. 3 fps hızında dolaşması gerekmektedir. İki konumlu vana genellikle serpantin içerisindeki suyun hızının ve kütlesinin ayarlanmasında kullanılır. Daha da yaygın olarak sisteme ek bir pompa ilave edilir (Şekil 2.7-2.8). 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 2.8 deki sistem düşük pompa enerjisi kullanması, değişken debili sıcak hava dolaşımına izin vermesi açısından tercih edilir. Şekil 2.7 deki sistem ise bir yada iki klima santralının bulunduğu sabit debili su dolaşımının istendiği sistemlerde kullanılabilir.

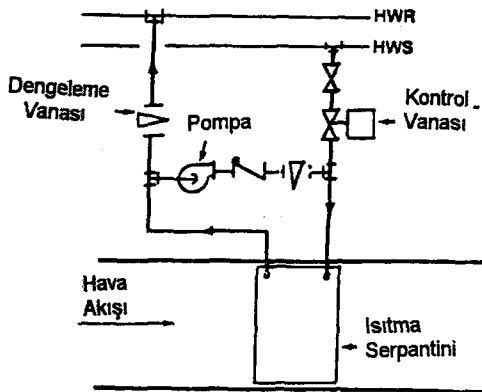
2.3.2. Son-ısıtıcı ve Isıtıcı Kontrolü

Buhar ve sıcak sulu son-ısıtma ve ısıtma serpantinleri donma gibi bir sorunla karşı karşıya olmadıkları için basit 2 yollu yada 3 yollu vana sistemiyle kontrol edilebilirler(Şekil 2.9).

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.



Şekil 2.7. Sekonder Pompalı ve 3 Yollu Vanalı Ön ısıtma



Şekil 2.8. Sekonder Pompalı ve 2 Yollu Vanalı Ön ısıtma

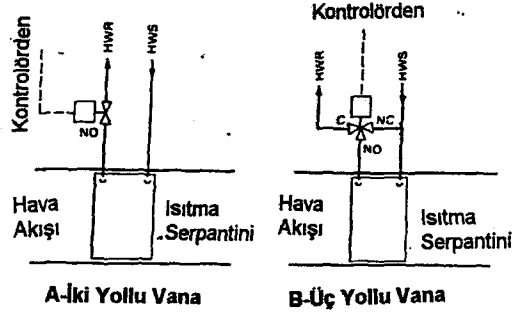
Elektrikli ısıtıcı serpantinler iki konumlu yada oransal olarak kontrol edilebilirler. İki konumlu operasyonda genellikle ısıtıcı serpantin için gerekli güce göre seçilmiş kontaklı güç röleleri kullanılır. Zamana bağlı iki konumlu kontrolde ise zaman röleleri kullanılır.

Step kontrolör elektrikli ısıtıcının 10 kademeli ısıtıcı kapasitesine kadar kumanda verebilir. Her kademedede

kullanılacak step kontrolörün kontak hızına uygun kontaktör kullanılır.

Mekanik yada Mercury kontaktörlerin seri değişimi bakım problemi yaratabileceği 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 yaklaşır. Emniyet

nedeniyle elektrikli ısıtıcı, minimum hava akışı anahtarına, üst limit sensörüne ve otomatik ve manuel reset anahtarına sahip olmalıdır. Katı-hal kontrolör ile yapılan güvenli bir kontrol şekil 2.10 da görülmektedir.



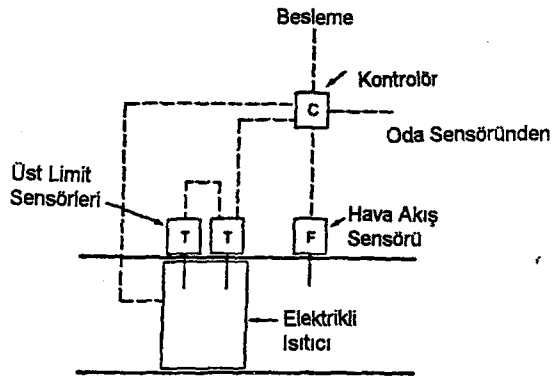
Şekil 2.9. Isıtma Kontrolü

2.4. Soğutma Serpantini Kontrolü

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

2.4.1. Nem-Alma Kontrolü

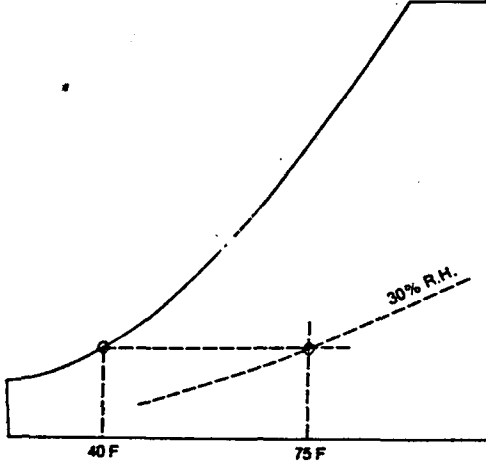
Nem-alma işleminin miktarı soğutucu serpantin yüzeyine ve soğutucu akışkanın donma noktasına bağlıdır. Eğer havada yoğuşmaya başlayan su serpantin yüzeyinde donarsa serpantin boyunca hava akışı azalır.



Şekil 2.10. Elektrikli Isıtıcı Kontrolü

Serpantin yüzeyinde pratikteki sıcaklık limiti 40 F civarındadır. Şekil 2.11 de de gösterildiği gibi bu sistem ile relatif nemin 75 F oda sıcaklığında %30 değerinde tutulması sağlanabilir ki bu da birçok proses için yeterli bir

değerdir. Daha düşük nem değerlerine ulaşılacak istendiği takdirde kimyasal nem alıcılara ihtiyaç vardır.



Şekil 2.11. Soğutma ve Nem Alma -Pratik Alt Limit

çalışması genellikle uygulanır.

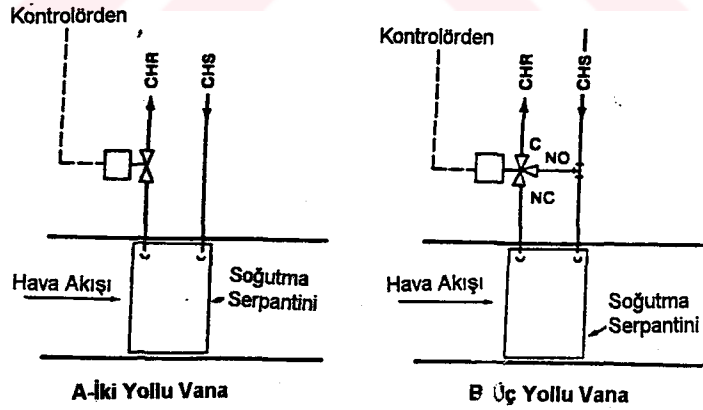
Maksimum relatif nem kontrolü yapılacağı zaman oda içerisine yada dönüş kanalına higrostat yerleştirilir.

Oda içerisinde oluşabilecek maksimum nemi sınırlamak için kontrolör soğutma ve nem alma için gerekli olan iki sinyalden büyük olanını seçer ve soğutucu vana motoruna gönderir.

Bunda amaç soğutucu

serpantinini aynı anda hem soğutma hem de nem alma için kullanılmasıdır. Nem alma olmayan bir sistemde hem ısıtıcı hem de soğutucu vananın aynı anda açılması söz konusu değildir. Ancak nem almalı sistemlerde bu mümkündür. Son ısıtma serpantinini ise nem almadan dolayı bozulan sıcaklık

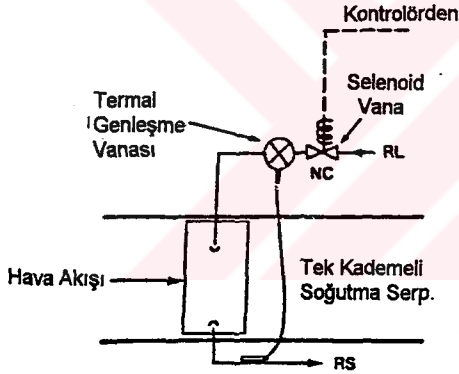
Soğutulmuş su kullanılan soğutucu serpantinler 2 yada 3 yollu vana yardımı ile kumanda edilirler (Şekil 2.12). Vanalar genellikle ısıtmada kullanılanlara benzer ancak fanlar kapandığında vana da kapanacak şekilde kontrol edilirler. Vana genellikle soğutma serpantini çıkış sıcaklığına yada oda sıcaklığına göre kontrol edilir. Dış hava ardışık



Şekil 2.12. Soğutulmuş Su Kontrolü

değerini tekrar oda şartlarına getirir ve içeri üfler (Şekil 2.13). Eğer sistemde nemlendirme de yapılıyorsa bu durumda çevrim "Sabit sıcaklık, Sabit nem" çevrimi diye adlandırılır.

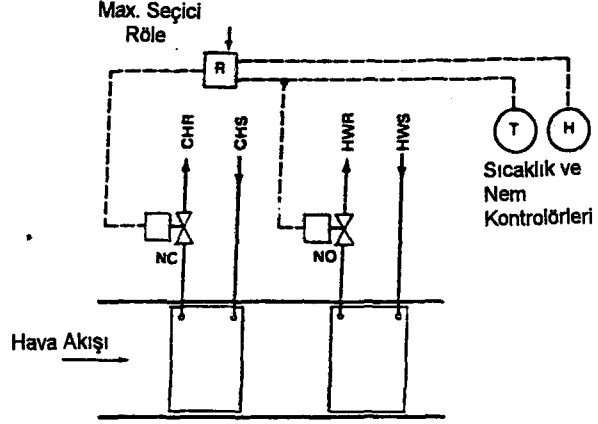
Direkt genleşme serpantinleri özellikle selenoid vana yardımıyla kumanda edilir (Şekil 2.14). Face ve bypass damperlerinin bu tür istemlerde kullanımı tavsiye edilmez. Çünkü hava debisi düştüğünde serpantin



Şekil 2.14. Direkt Genleşme-2 Pozisyonlu Kontrol

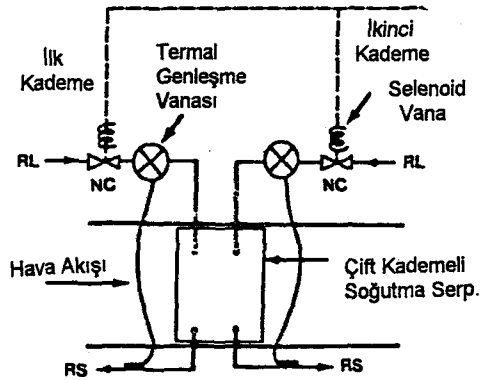
2.4.2. Evaporatif Soğutma Kontrolü

Bu tür soğutma standart evaporatif soğutucular yada hava yıkayıcılar kullanılarak yapılabilir (Şekil 2.17). Prosesin verimi, giriş ve çıkış kuru termometre sıcaklıkları farkının, giriş kuru termometre çıkış



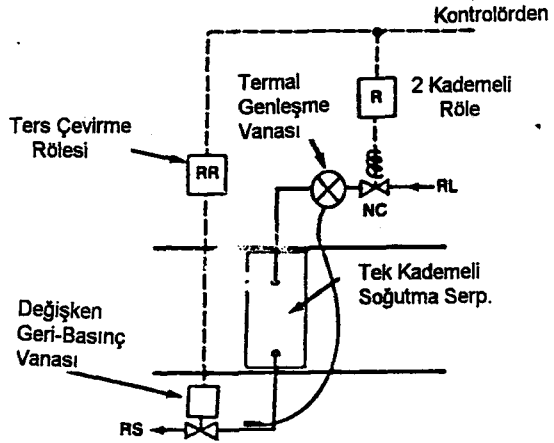
Şekil 2.13. Son Isıtmalı Soğutma ve Nem Alma

yüzeyinde buzlanma oluşur. Kontrol iki yada daha fazla ardışık seviyeden oluşur ve her seviye arasında yaklaşık 1-2 F sıcaklık farkı bulunur. (Şekil 2.15). Bu çeşit kontrol çok yaygın değildir ancak serpantin çıkış sıcaklığının yada oda sıcaklığının hassas kontrolü yapılmak isteniyorsa gereklidir. Eğer bu tip bir kontrol uygulanacaksa soğutucu kompresör kapasitesini ayarlanabilecek bir kontrol mekanizması sisteme eklenmelidir.



Şekil 2.15. 2 Kademeli Direkt Genleşmeli Soğutma

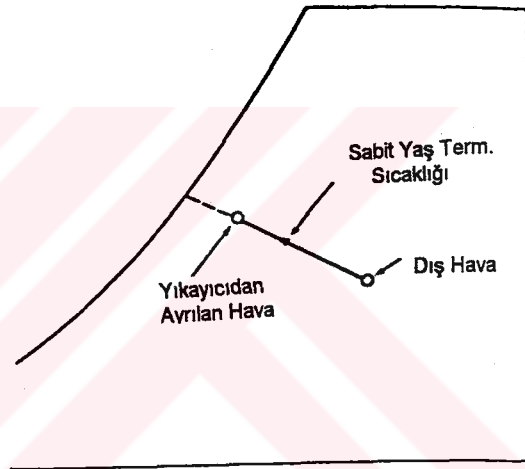
yaş termometre farkına bölünmesi ile bulunabilir. Hava yıkayıcı sistemler genelde %90,%95 verimlilikle çalışır. Evaporatif soğutucularda ise verim %50 ile %90 arasında değişir. Püskürtücü (sprey) pompalar oda sıcaklığına göre kumanda edilirler. Oda nemi dış hava yaş termometre sıcaklığına bağlı değiştiği için kontrol edilmesi gereksizdir.



Şekil 2.16. Ayarlı Direkt Genleşme Soğut.

2.5. Nem Kontrolü

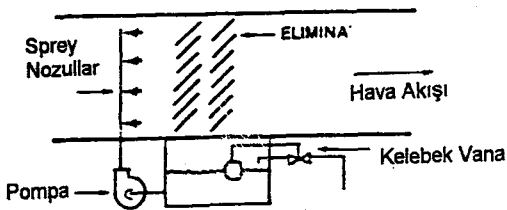
Soğutma yoluyla oda içerisinde oluşabilecek yüksek nemin limitlenmesi yapılabilse de asıl nem alma işlemi için özel ekipmanlara ihtiyaç vardır.



Şekil 2.17. Evaporatif Soğutmaya-Psikometri

2.5.1. Nem Alma Kontrolü

Püskürtme serpantinli nem alıcılar (Şekil 2.19) genel olarak nem alam işlemi için uygun bir ekipmandır. Şekil 2.18 ve 2.19 daki sistemler benzer özelliktedir. Şekil 2.20 daki sistem



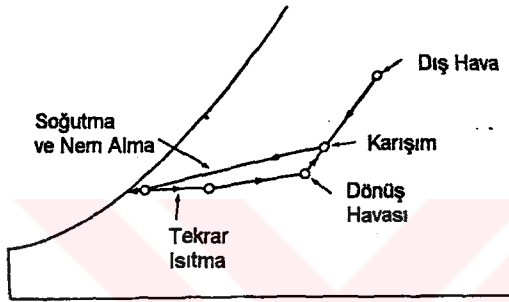
Şekil 2.18. Evaporatif Soğutma.Hava Yıkayıcı

yardımıyla oda relatif nemi 75 F de %35 ile %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

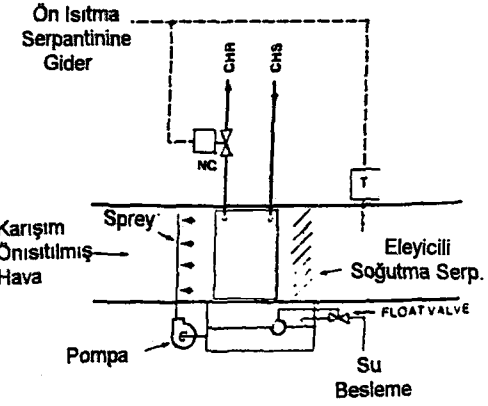
engellemektedir.

Kimyasal nemlendiriciler oda nemini soğutma ve nem alma serpantinleriyle elde edilen nemin altına çekebilir. Bu cihazlar nemi silica-gel yada benzer bir madde yardımıyla emer. Sürekli bir

çevrimde bu maddenin tekrar oluşumu için ısı yeterlidir. Emme işlemi de ayrıca bir ısı oluşumuna neden olur(Şekil 2.22).



Şekil 2.20. Hava Yıkamalı Evaporatif Soğutma ve Püskürtme Sertantinli Nem Alıcılar için Psikometrik Ddiagram

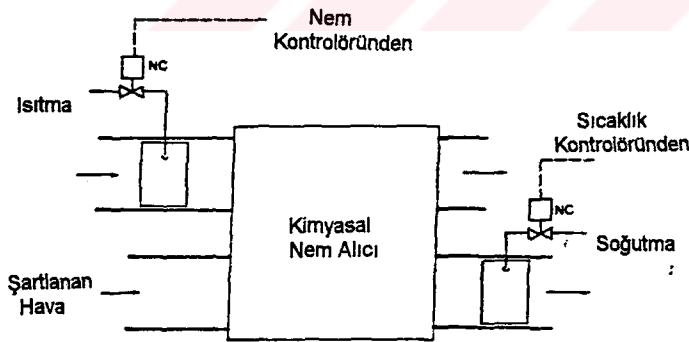


Şekil 2.19. Püskürtme Sertantinli Nem Alıcı

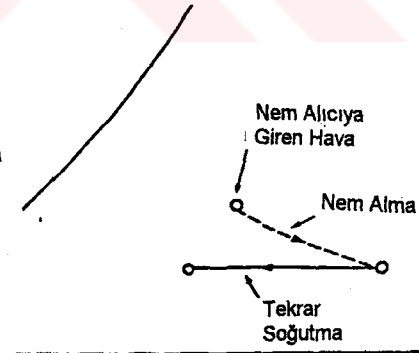
2.5.2. Nemlendirme Kontrolü

Evaporative Fanlar, buhar jetleri ve atomizör püskürtücüler nemlendirme amacıyla kullanılan

sistemlerdir ve oda yada dönüş kanlından alınan nem ölçümlerine göre



Şekil 2.21. Kimyasal Nem Alma -Psikometri



Şekil 2.22. Kimyasal Nem Alıcı

kumanda edilirler. Nemlendiriciler genelde ısıtma sezonu boyunca dizayn edilen minimum nemi kullanılırlarsa da, nemlendiricilerin uygun kullanımı ve kontrolü ile yüksek oranda oda nemine erişilebilir.

BÖLÜM 3

BİNA OPTİMUM KONTROLÜ

3.1. Giriş

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 kontrolörlere ait algoritmalar kullanılır ve istenilen şartlar ile bu şartların oluşması için gereken süreler arasında gerekli bağıntılar kullanılır. Aşağıda sıralanan maddelere de görüldüğü gibi amaç hedeflenen konfor şartlarından taviz vermeden sistemi çevre şartlardan da faydalanarak istenilen verimde çalıştırmaktır.

1-Ortamdaki canlılar, hassas cihazlar, yada üretim prosesi için gerekli şartları sağlayabilecek, soğutma sezonu boyunca en yüksek sıcaklığı ve ısıtma sezonu boyunca en düşük sıcaklığı seçmek,

2-İşletme giderlerini azaltmak için, soğutma ve ısıtma işlemlerini mümkün olduğu kadar eşzamanlı yapmamak,

3-Mümkün olan yerlerde minimum, yada hiç şartlandırma uygulamamak.

4-Isıtmadan soğutmaya geçilirken, oda sıcaklığının bir limit değerden diğerine kadar yüzmesine izin verilmek.

Bu tür uygulamaların sistemin enerji sarfiyatına olan katkılarına aşağıdaki şekilde örnek verilebilir;

1-Soğutulmuş besleme suyu sıcaklığının yükselmesi, chiller veriminin az bir miktar iyileşmesine, ancak klima santralı enerji sarfiyatında büyük ölçüde artmasına neden olacaktır.

2-Kondenser giriş suyu sıcaklığının azalması, chiller veriminin iyileşmesine ve kule fanı enerji tüketiminin artmasına neden olacaktır.

3-Soğutma amacıyla sisteme dağıtılan soğutulmuş su miktarındaki azalma, soğutucu akışkanı belirli belirli şartlarda tutmak için gerekli enerji miktarının ve oluşacak ısı transferi oranının azalmasına ve bu da gerekli yüzey miktarının da azalmasına yol açacaktır.

Büyük binalarda kullanılan optimal başlangıç algoritmaları yardımıyla, belirlenen zamanda ekipmanlar çalıştırılarak, zonların kullanılmaya başlandığı anda istenilen şartlara ulaşmış olması sağlanır. Bu algoritmaların amacı, önkoşullandırma zamanını minimize etmektir. Koşullandırmanın yapıldığı süre içerisinde, mahal şartları zaten tipik olarak oda set değerine ayarlanmıştır. Konvansiyonel stratejilerde, bina yükü işletme giderlerini artırır. Yüksüz binalar için önkoşullandırma gereksizdir ve normal yüklü binalardan daha az ısıtma veya soğutma ihtiyacı duyarlar. Burada kullanılacak kontrolörlerin elde edilen dataları sürekli yenileyecek şekilde kontrol uygulaması sistemin performansı ve en optimum sürenin bulunması açısından faydalıdır.

Dinamik bina kontrolü stratejileri, binanın termal yükünü izleyerek konfor sınırlarını kabul edilebilir şartlarda tutmaya çalışırken, aynı zamanda;

1-Elektrik ihtiyacını limitlemeye,

2-Olası dış hava etkilerine yada extra yük ihtiyaçlara karşılık günlük işletme giderlerini azaltmaya çalışır. Bu amaçla kullanılan algoritmalar aşağıda özetlenmiştir.

3.2. Optimum Şartlandırma Başlangıç Zamanı Tayini

Binanın normal yükünün altında bulunduğu akşam, hafta sonları gibi zamanlarda, set değeri noktasının ısıtma sırasında azaltılmasına ve soğutma sırasında ise arttırılmasına *night or weekend setback* adı verilir. Bloofield ve Fisk (1977) tarafından yapılan araştırmada, bu yolla hafif binalarda %12 ağır binalarda ise %34 oranında enerji kazanımı sağlanabildiği görülmüştür.

HVAC ekipmanları daima koşullandırılacak zonun yüküne ve meşguliyetine bağlı olarak çalışmaya başlarlar. Eğer oda sıcaklığı, oda yükünü oluşturacak insan yada cihazlar çalışmaya başlamadan konfor şartlarına ulaşırsa, bu enerji sarfiyatına neden olur. Aynı şekilde, bu şartların oluşması, cihaz yada insanların gelmesinden sonra olur ise, bu durumda da istenilen konfor şartlarına uygun zamanda erişilemediği için zon içerisinde bulunanlar bu durumdan rahatsız olur. Optimum kontrolör yardımıyla, oda şartları istenilen şartlara yükü oluşturan cihaz yada insanlar odaya dönmeden, mümkün olan en kısa zaman içerisinde gerekli şartları oluşturmak kaydıyla, ekipmanlara çalış emri verilir. Bu tür optimum başlangıç sağlayan birçok kontrolör bulunmasına rağmen, kullanılan algoritmalar genellikle kontrolörü tasarlayan firmalara özeldir.

3.2.1. Kontrol Algoritmaları

Bu bölümde optimum başlangıç belirlemek için anlatılacak algoritmaların, adaptif kontrol ile uygulanması sistemde öğrenme sözkonusu olduğu için daha uygun sonuçlar vermektedir. Aşağıdaki ilk 3 metod, dönüş periyodunun başlangıç anının oda sıcaklığına bağlı, diğer 4 metod ise oda sıcaklığı artı dış hava sıcaklığına bağlı bulunmasında kullanılmaktadır.

Metod 1 (Lineer Bağlantı)

Aşağıdaki lineer ilişki dönüş zamanının oda sıcaklığına bağlı olarak bulunmasını göstermektedir.

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

Burada;

$T_{oda,ilk}$ = Dönüş periyodunun başındaki oda sıcaklığı

τ = Dönüş sıcaklığı

a_0 ve a_1 sabitleri, recursive lineer en-küçük kareler yöntemiyle bulunabilir. Bu bölümde bahsedilecek olan 7 metod için, 2 set sabit gurubu gerekmektedir. Bunlardan biri ısıtma, diğeri de soğutma içindir.

Sayısal kontrolör, belirli adım aralığında çalıştığı için, cihazlar dönüş için belirlenen başlangıç anına tam olarak uymayabilirler. Bu cihazın örnekleme zamanına bağlıdır. Hittle ve O'Connor tarafından kullanılan eşitlik bu gece setbackinin başlangıç anını bulmak için kullanılabilir.

$$t + \Delta + \tau > t_0 \quad (3.2)$$

Burada;

t = İçinde bulunulan zaman

t_0 = Yükün tekrar oluşma zamanı

Δ = Kontrolör tarafından kullanılan zaman adımı

τ = Dönüş zamanı

(3.2) nolu eşitlik tüm metodlar için geçerlidir.

Metod 2 (Quadratik Bağlantı)

İkinci metod, oda sıcaklığına bağlı olarak dönüş zamanını hesaplamada quadratik bağlantı kullanmaktadır.

$$\tau = a_0 + a_1 T_{oda,ilk} + a_2 T_{oda,ilk}^2 \quad (3.3)$$

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

Metod 3 (Logaritmik Bağlantı)

Bu metod, oda sıcaklığına bağlı olarak dönüş zamanını hesaplamada logaritmik bağlantı kullanmaktadır.

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

Burada, ısıtma ve soğutma için ayrı sabitler gerekmektedir. Eşitlik logaritmik ifadede kurtarılarak,

$$\tau = e^{a_0} T_{oda,ilk}^{a_1} \quad (3.5)$$

şekline getirilir.

Metod 4 (Hittle ve O'Connor Bağlantısı)

Hittle ve O'Connor, 1988 yılında, oda cevabını karakterize eden direnç ve kapasitif elemandan oluşan bir birinci derece model yardımıyla, dönüş zamanını aşağıdaki algoritmayı da kullanarak belirlemeye çalışmıştır.

$$\Delta T_r = a_0 + a_1 \Delta T a_2 \ln(\tau) + a_3 \Delta T \ln(\tau) \quad (3.6)$$

$$\Delta T_r = T_{oda,son} - T_{oda,ilk}$$

$$\Delta T_r = T_{çevre} - T_{oda,ilk}$$

$$\tau = \text{Dönüş zamanı}$$

Rekursiv en küçük kareler tekniği eşitliğin çözümünde kullanılabilir. Bu eşitliği dönüş zamanına göre çözersek aşağıdaki sonuç elde edilir;

$$\tau = e^{\left(\frac{\Delta T_r - a_0 - a_1 \Delta T}{a_2 + a_3 \Delta T} \right)} \quad (3.7)$$

Metod 5 (Ağırlıklı En küçük kareler yöntemiyle birleştirilmiş Hittle ve O'Connor Bağıntısı)

5 numaralı metod, 4 numaralı metodun revize edilmiş halidir. (3.7) nolu eşitlik, dönüş zamanını tayin etmede kullanılırken, aşağıdaki eşitlik ise sabitlerin tayininde kullanılır.

$$\tau \Delta T_r = \tau (a_0 + a_1 \Delta T + a_2 \ln(\tau) + a_3 \Delta T \ln(\tau)) \quad (3.8)$$

Daha uzun dönüş zamanı, (3.4) nolu eşitlik yerine (3.6) nolu eşitlik kullanıldığında sabitler üzerinde daha fazla etkin olacaktır.

Metod 6 (Lineer ve Ağırlık Fonksiyonlu Bağıntı)

Bu bölümde, oda ve dış hava sıcaklığının dönüş zamanına olan etkileri birlikte incelenecektir. Çünkü, yapılan deneyler göstermiştir ki; gece veya hafta sonu geridönüşü sırasında, ilk oda sıcaklığı set değerinde bulunduğunda, dönüş zamanı dış hava sıcaklığına bağlı lineer olarak değişmektedir. Oda sıcaklığı, gece set değerine yakın bir değerde olmadığında ise, dönüş zamanı oda ilk sıcaklığının fonksiyonu olmaktadır.

Bu gözlemlerden sonra, aşağıdaki eşitlik oda sıcaklığı ve dış hava sıcaklığı ile dönüş zamanı arasındaki ilişkiyi göstermektedir;

$$\tau = a_0 + (1 - w)(a_1 T_{oda,ilk}) + w a_2 T_{çevre} \quad (3.9)$$

burada;

$$w = \text{sabit} - \left(\frac{T_{oda,ilk} - T_{set,gece}}{T_{oda,son} - T_{set,gece}} \right) \quad (3.10)$$

$T_{set,gece}$ = Gece veya gündüz geridönüşü 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.

Metod 7 (Quadratic ve Ağırlık Fonksiyonlu Bağintı)

Ağırlık fonksiyonu w , bu metotta da kullanılmıştır. Aşağıdaki eşitlik yardımıyla dönüş zamanı bulunabilir.

$$\tau = a_0 + (1 - w)(a_1 T_{oda,ilk} + a_2 T_{oda,ilk}^2) + w a_3 T_{çevre} \quad (3.11)$$

6 nolu metod ilk oda sıcaklığı ile dönüş zamanı arasında lineer bir ilişki kurarken 7 nolu metod quadratik bir ilişki kurmaktadır.

3.2.2. Kontrol Algoritmalarının Karşılaştırılması

Yukarıda anlatılan metodların karşılaştırmasına örnek olması amacıyla Seem J.E , Armstrong P.R. tarafından 5 değişik kentte 3 farklı

zona uygulanmıştır ve sonuçlar aşağıdaki tabloda verilmektedir. Dönüş zamanları Tablo 3.1 de dizayn kapasitelerinden olan fazlalıkları yüzdesel olarak belirtilen HVAC sistemleri için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Giriş ve çıkış için gerekli parametreler exponansiyel ağırlıklı rekursif linner en küçük kareler yöntemi yardımıyla bulunmuştur. Tüm simulasyonlarda 0.98 oranında unutma faktörü kullanılmıştır. 7 metodun karşılaştırılabilmesi amacıyla standart sapmalar (örneğin tahmini dönüş zamanı ile gerçekleşen arasındaki fark) tüm öğrenme periyotları için ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Tablo 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 2 numaralı metod, soğutmanın geri dönüş için gerektiği durumlarda en etkili metod olarak görünmektedir. Isıtmanın dönüş için gerektiği durumlarda ise 6 ve 7 numaralı metodlar en iyi sonucu vermiştir.

Her şehir ve zon için oluşan farkların standart sapmaları farklı öğrenme periyotları da gözönüne alınarak hesaplanmıştır. Gerçek dönüş zamanlarının standart sapmaları da ayrıca hesaplanmıştır. Tablo 3.4 de, dönüş için soğutma gereken gecelerde 2 numaralı metodun ortalama standart sapması bulunmaktadır. Tablo 5 de dönüş için ısıtma gereken gecelerde, 1,2,3,6 ve 7 nolu metodlar için ortalama standart sapmalar bulunmuştur. Isıtma için, dönüş zamanını dış hava sıcaklığına ve oda sıcaklığına göre hesaplayan 6 ve 7 numaralı metodlar, bu değeri sadece oda sıcaklığına göre hesaplayan 1,2,3 numaralı metodlardan daha başarılı sonuçlar vermiştir. 7 numaralı metodun 6 numaralı metoddan bir miktar daha başarılı sonuç verdiği söylenebilir. Tablo 4 ve 5 den ısıtma gereken gecelerde daha iyi ön kestirim yapabilmek için soğutma gereken gecelerden daha fazla öğrenme zamanına ihtiyaç olduğu görülmektedir.

Tablo 3.1 Dizayn Kapasitesinin Oranı Şeklindeki Sistem Kapasitesi

	Zon1		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

Tablo 3.2 Soğutma İçin En Düşük Sapma Durumları

Method	Öğrenme Periyodu (Gün)					
	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

Tablo 3.3 Isıtma İçin En Düşük Sapma Durumları

Method	Öğrenme Periyodu (Gün)					
	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

Tablo 3.4 Soğutma İçin Ortalama Sapma ve Dönüş Zamanları

	5	10	15	30	45	60
Metod 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

Tablo 3.5 Soğutma İçin Ortalama Sapma ve Dönüş İçin Isıtma Gereken Gecelerde ki Dönüş Zamanları

Method	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. Zaman	1.95	1.74	1.7	1.39	1.47	1.59

3.3. Bina Önsoğutması

Binanın işletme maliyetlerinin azaltılmasında kullanılan diğer bir metod da, soğuk gece havası yardımıyla ertesi günkü soğutma maliyetlerinin azaltılmasıdır. Gerçekte dışarıdan alınan soğuk hava, fan yardımıyla çekildiği ve fanların da elektrik enerjisi kullanması nedeniyle yapılan işlem tamamen maliyetsiz değildir. Ancak bu maliyet gerçek soğutmaya oranla çok düşüktür. Dış hava yardımıyla yapılan bina ön soğutması, ancak aşağıdaki koşullarda yapılır;

1- Koşullandırmanın yapıldığı gerçek periyot süresince ısıtma yapılmadığı,

2- Dış hava nemi kabuledilebilir konfor şartlarının altında olduğu,

3- Fanların bedava soğutma için işletmede olduğu sürece oluşan maliyet, gerçek soğutma sırasında oluşan maliyetten düşük olduğu zamanlarda.

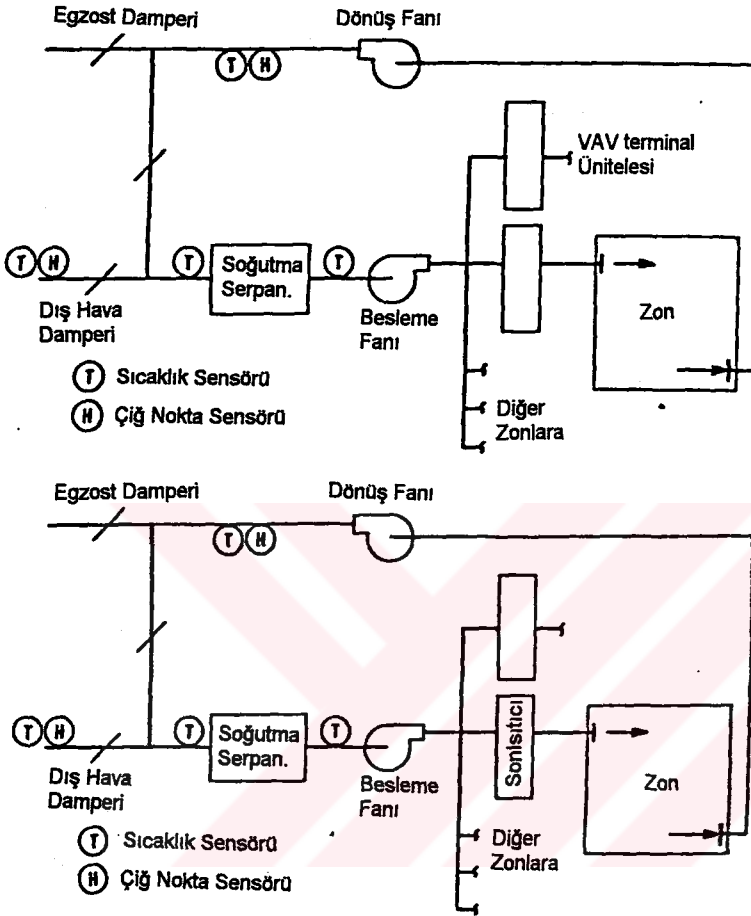
Dış hava yardımıyla yapılan ön soğutmanın, işletme maliyetine olan katkısını tam olarak belirlemek mümkün değildir. Ancak, örneğin mekaniksel ön soğutma, belkide gün boyunca oluşacak aşırı soğutma taleplerini azaltmasını sağlayabilir. Soğutma ihtiyacına ve sistem dizaynına bağlı olmakla birlikte genellikle 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 kabuledilebilir 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 süre zarfında fanların kontrolüdür.

Değişken debili sistemde en iyi ön-soğutma kontrol stratejisini 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.

3.4. Set Değeri Etkisi



Sekil 3.1: Sonlıtma ve VAV Sistemleri Şeması

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 çıkacak olan enerji sarfiyatından tasarruf edilmiş olur.

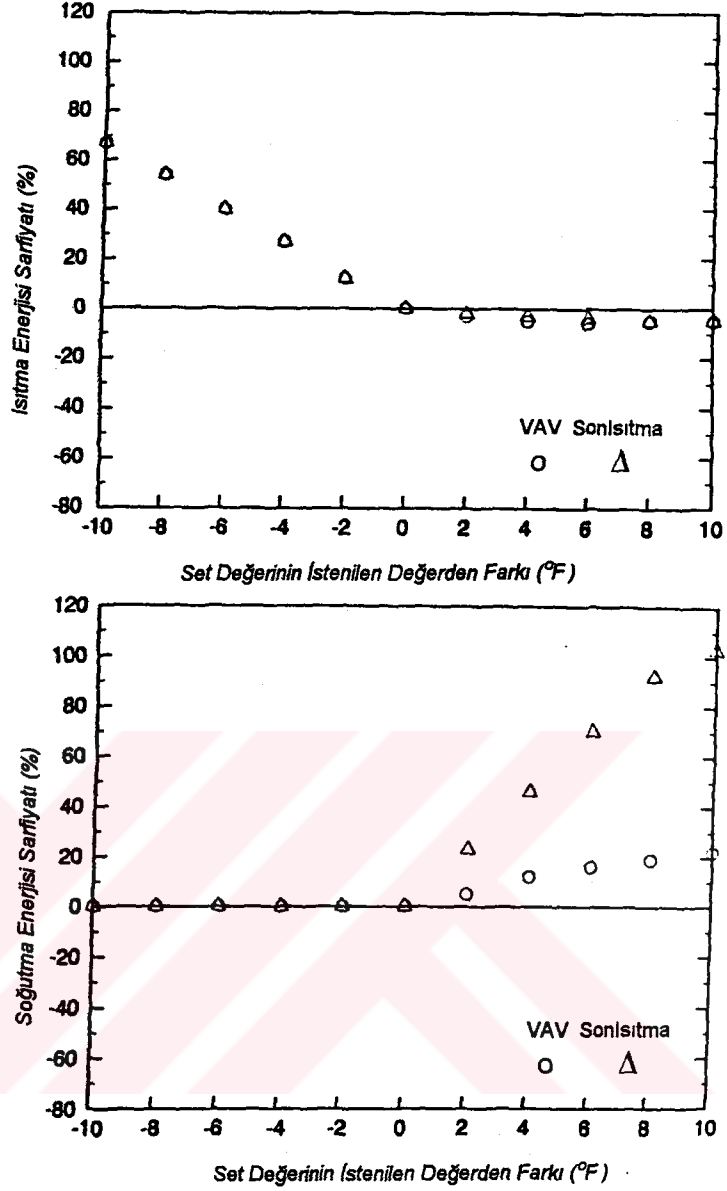
Hittle(1979)

tarafından

Washington D.C. de 100x100 feet 10 adet

ofis binası incelenmiştir. Bina açık renk metal konstrüksiyon ve toplam duvar alanın %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 ve 25 °C arasında, şartlandırmanın olmadığı periyotta ise 13.8 °C ısıtma set değerinde tutacak şekilde dizayn edilmiştir. İncelenen 2 adet HVAC sisteminden birincisi sabit hava debili (Constant Air Volume-CAV) ve son ısıtma serpantinli, diğeri ise değişken hava debili (Variable Air Volume- 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 sıcaklık set değerinin ve soğutma serpantini çıkış sıcaklığı set değerinin istenilen değerden farklı değerlere değiştirilmesi sonucu ortaya çıkan değerler Şekil 3.2 ve 3.3 de gösterilmiştir. 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 1 F, ısıtma enerjisinde %6.4 lük



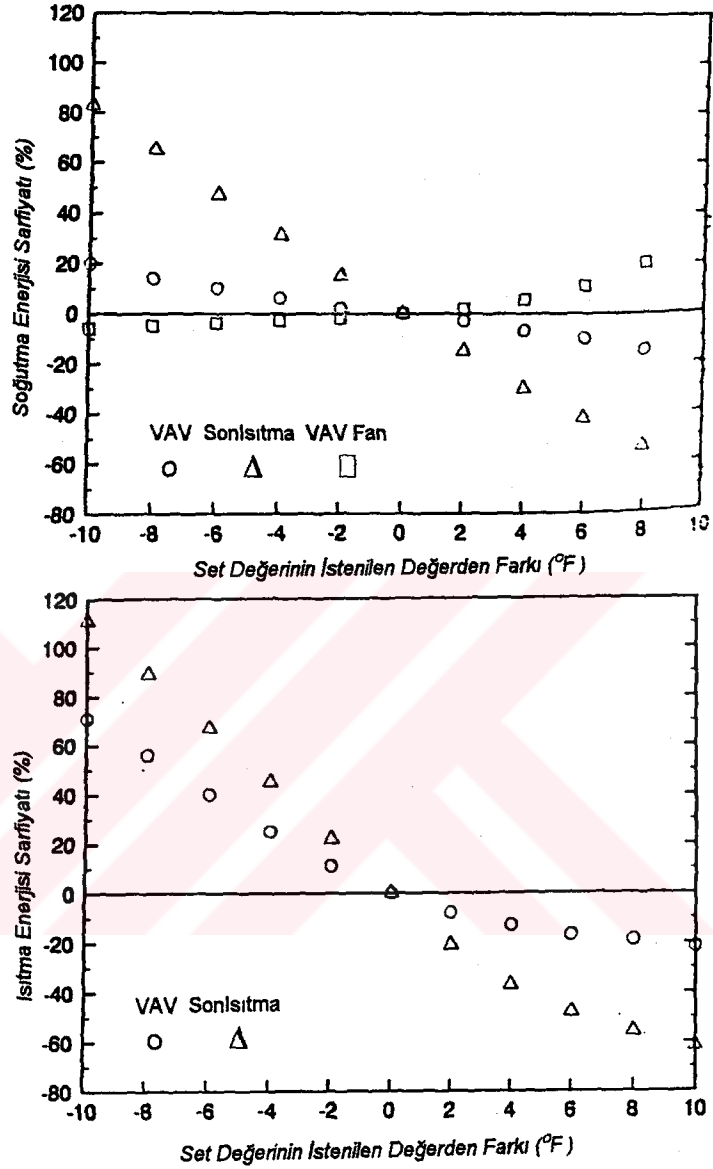
Şekil 3.2: Karışım Hav. Set Değ. Sapmasının Yıllık Sarfiyata Etkisi

artışa neden olmaktadır. Daha yüksek set değeri seçimi her iki sistem için de bir miktar enerji kazanımına neden olmaktadır. Son ısıtmalı ve VAV sistemi arasındaki temel fark daha yüksek karışım havası set değeri seçiminde binanın soğutma enerjisi sarfiyatındaki değişim olarak gözükmektedir.

Şekil 3.3 de görüldüğü gibi son ısıtmalı sistemde karışım havası set değerindeki her 1 F lık artış için sistemde %11 oranında fazla soğutma sarfiyatı oluşmaktadır. Bu oran VAV li sistemde %2.2 lik bir artış olarak oluşmaktadır. Daha düşük set değeri seçildiğinde ise VAV li sistemlerde her 1 F için ısıtma enerjisi olarak %7.2, soğutma enerjisi olarak ise %2.1 daha az

enerji kullanımı oluşmaktadır. Bu son ısıtmalı sistemlerdeki ısıtma için %11.2 olan, soğutma için %8.5 olan değerden daha küçük bir değerdir.

Bunun nedeni, VAV sistemlerinde kullanılan zon terminalleri yardımıyla düzenlenen oda sıcaklığının extra 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 sarfıyatı da artar (Şekil 3.3) Bunun nedeni bazı zonların



Şekil 3.3: Üfleme Hav. Set Değ. Sapmasının Yıllık Sarfıyata Etkisi

yüksek sıcaklığını kompanze edebilmek için gereken yüksek orandaki hava miktarıdır.

BÖLÜM 4

VAV SİSTEMLERİ KONTROLÜ

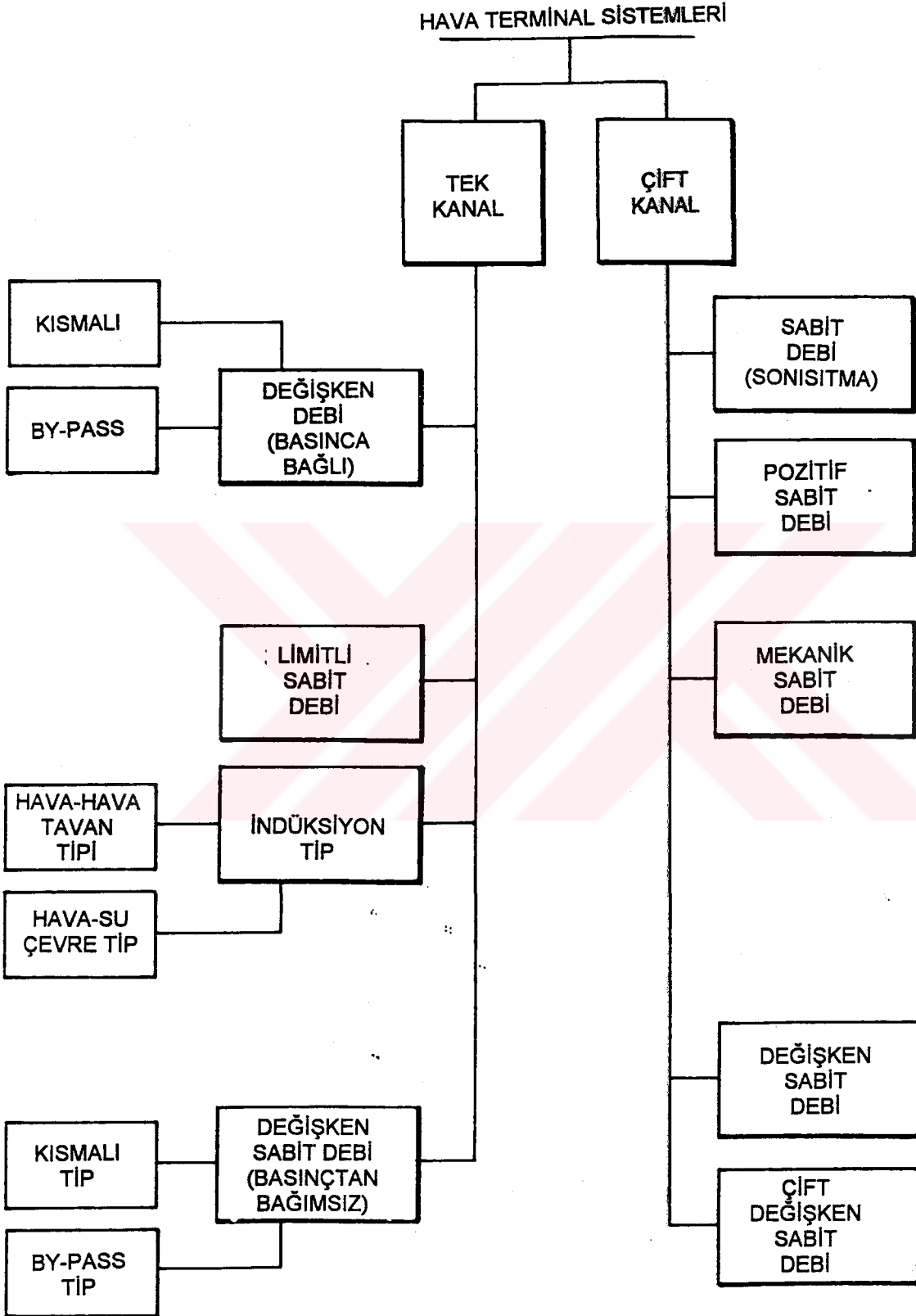
4.1. Giriş

VAV sistemlerinin temel prensibi aslında yeni değildir. Termostat yardımıyla kontrol edilen volüm damperleri, düşük basınç altındaki dağıtım sistemlerinde yıllardır kullanılmasına rağmen elde edilen verim talep edilenin çok altında kalmıştır. Bu sistemler, aslında daha büyük maliyet gerektiren vana, damper ve fanlar ile bunların sürücü devrelerinden oluşan modern kontrol metodlarının kaba bir başlangıç uygulaması olarak kullanılmıştır.

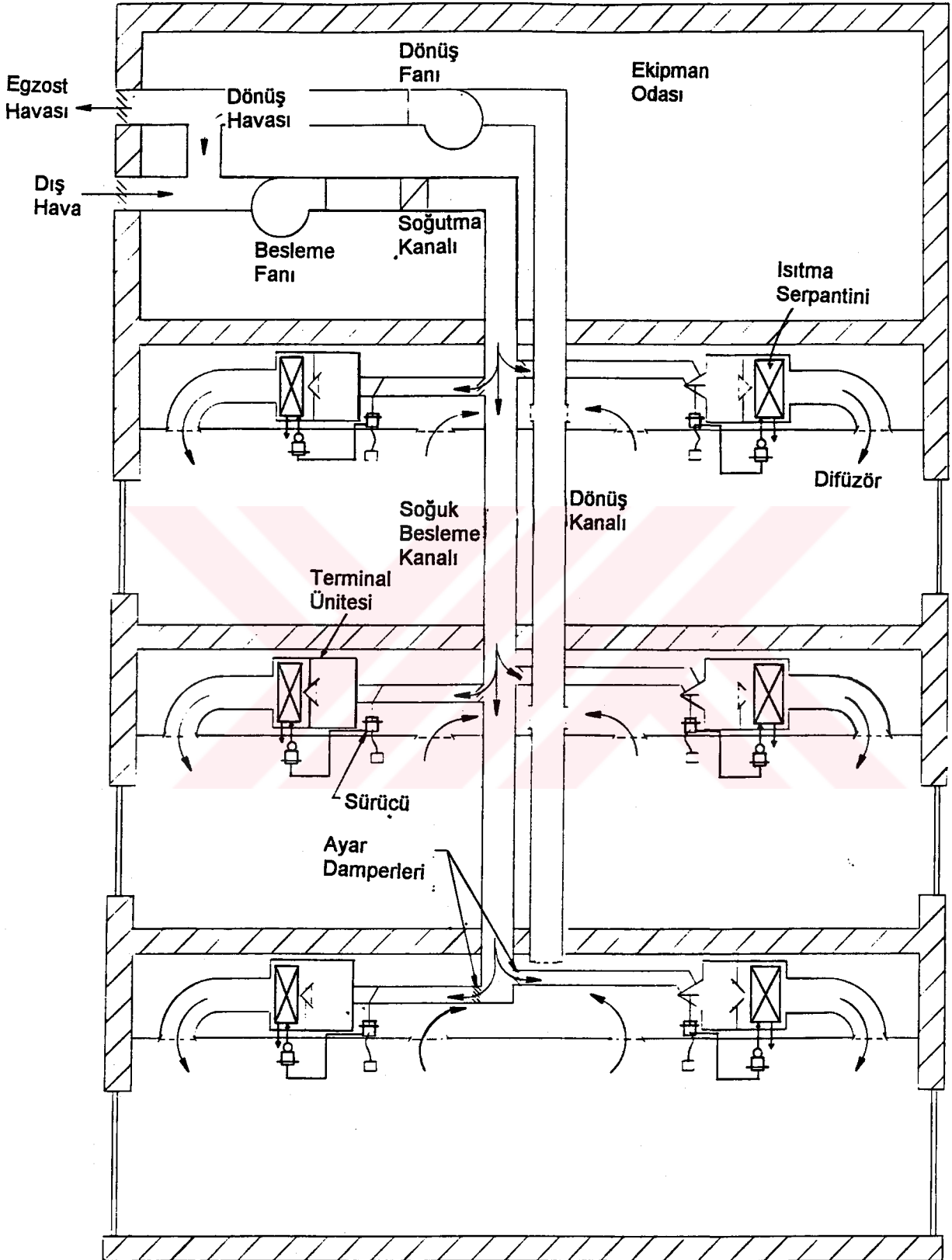
Yüksek ısı kazançlı daha geniş zonların artması, yüksek hava hızı ve basıncının dağıtılma ihtiyacı ve bu arada büyüyen kapasitelerle birlikte enerji maliyetlerinin artması sonucu, VAV sistemler yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bunun sonucunda ise düşük hızlı sistemlere göre dizayn edilen kontrolör ve ekipmanlar yeniden dizayn edilmiş, kullanılan algoritmalar daha kapsamlı hale getirilmiştir.

4.2. Terminal Üniteler ve Karakteristikleri

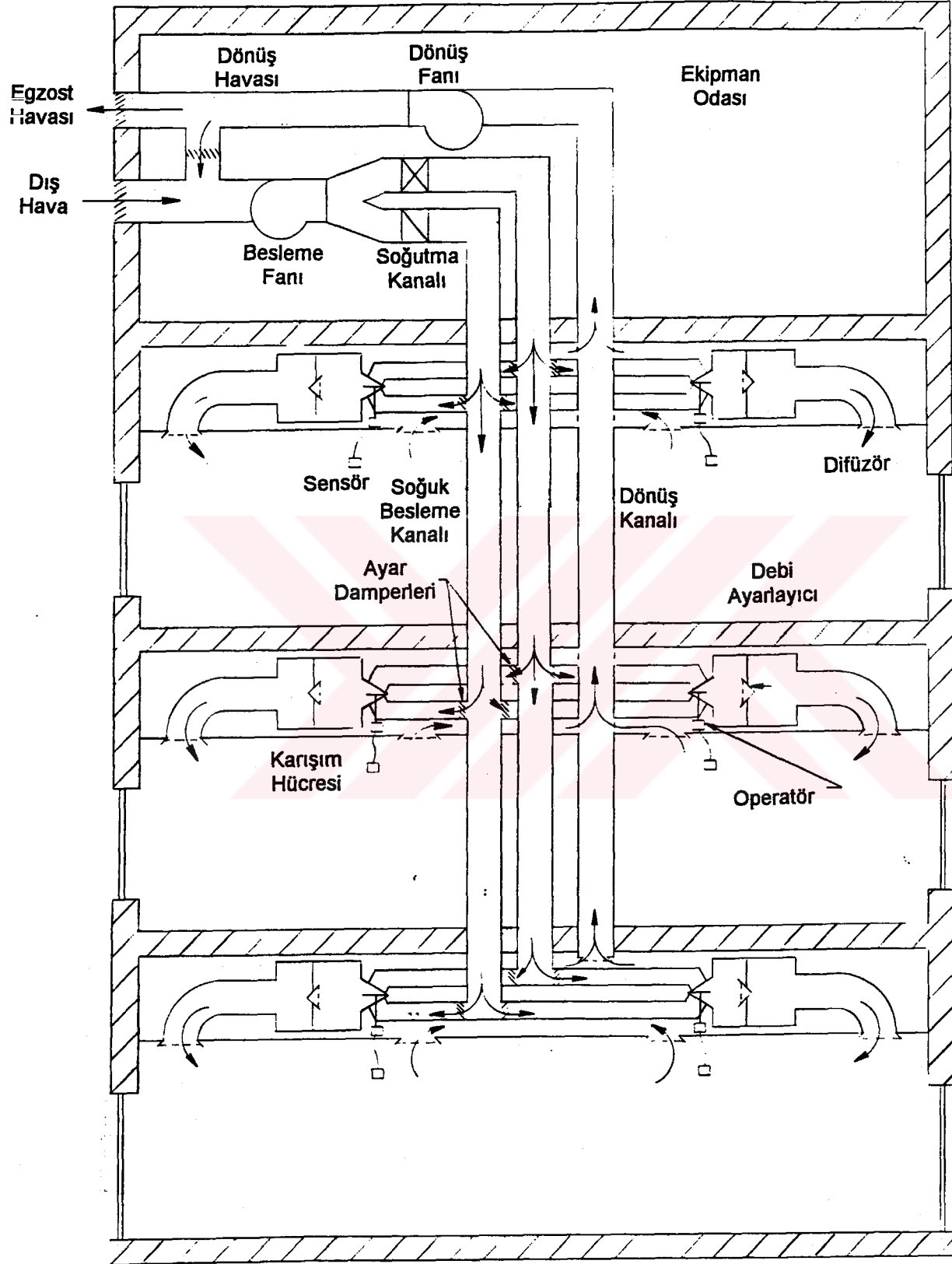
Terminal üniteleri, VAV tabanlı merkezi HVAC sistemlerinde, farklı zonlardaki yük ihtiyaçlarına göre, istenilen miktarda şartlandırılmış havanın terminaller yardımıyla ayarlanarak içeriye üflenmesinde kullanılır. Şekil 4.1 de son yıllarda kullanılan değişik tip hava terminal sistemleri gösterilmektedir. Genelde kullanılan terminal üniteleri, tek kanal ve çift kanal olarak iki kısma ayrılır. Tek kanallı (Şekil 4.2) sistemde ısı üretimi olmaz. Bunun yerine son ısıtma serpantinleri ve fan coil üniteleri yardımıyla, ısıtma gereken yerlerde bu şekilde ısı üretilebilir. Çift kanallı sistemde ise (Şekil 4.3) ısıtma kaynağından gelen sıcak hava, ısıtma kanalı yardımıyla sisteme direkt yada



Şekil 4.1. Hava Terminal Sistemleri



Şekil 4.2. Tek Kanal Son Isıtcılı Sistem



Şekil 4.3. Çift Kanal Hava Dağıtım Sistemi

karıştırılarak verilir. Bazı sistemlerde ise çift kanallı ve tek kanallı sistemler birlikte kullanılarak çözüm elde edilir.

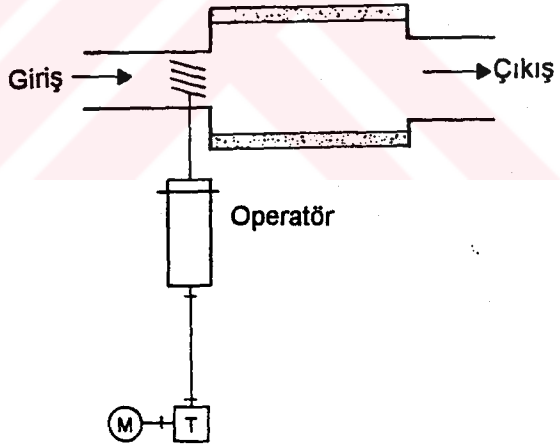
4.2.1. Tek Kanallı Sistemler

4.2.1.1. Değişken Debi

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, 3 yada 2 yollu vana yardımıyla kumanda edilir. Tek kanallı sistemler genellikle kış koşullarında kullanılmak üzere ayrıca fan coil sistemine sahiptir.

Değişken Debili, Kısmi Tip

4.4 numaralı şekilde tipik kısmi tip terminal ünitesi görülmektedir. Tek kanallı sistemlerde kullanılan terminal ünitelerinde, genellikle mekaniksel durdurmaya ek olarak, minimum ve maximum debi de ayarlanabilir. Terminal içinden geçen akış miktarı, kanal içerisinde ölçülen basınç değerine bağlı olarak



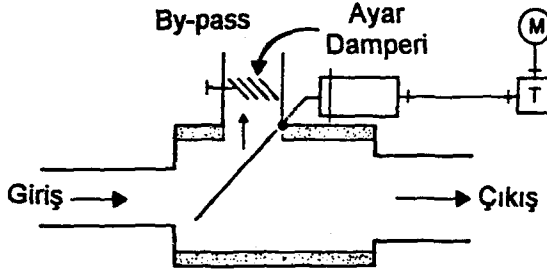
Şekil 4.4. Tek kanal, Kısmal Tip

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 kontrolörde değerlendirilir ve önce damper minimum havalandırma konumuna getirilir, daha sonra ise ısıtıcı vana motoru açılmaya başlar.

Değişken Debili, By-pass Tip



Şekil 4.5. Tek Kanal, Değişken Debili, By-pass Tip

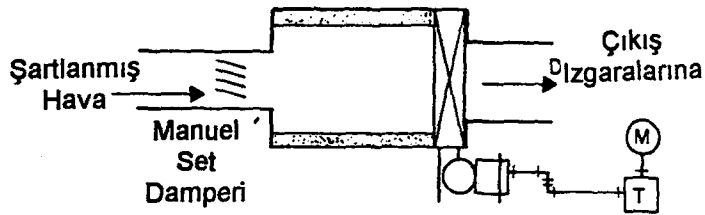
Şekil 4.5 de, tipik by-pass tip terminal ünitesi görülmektedir. Sıcaklık sensörü yardımıyla zondan ölçülen değere göre, by-pass damperi uygun biçimde konumlandırılır ve bu şekilde by-pass edilen hava miktarı

değiştirilerek kontrol sağlanır. By-pass bölümünde elle kumanda edilen ayar damperi yardımıyla ise, çıkış ve by-pass kanalları arasındaki hava direnci ayarlanır.

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

4.2.1.2. Sabit Debi, Son Isıtma

Şekil 4.6 da, elle damper kumandası yapılan tipik bir ünite görülmektedir. Diğer üniteler, sahaya kurulmuş olan mekanik



Şekil 4.6. Tek Kanal, Sabit Debili, Son Isıtma

debi ayarlayıcı yada akış kontrolörü içerirler. Bu sistemde ise odadan gelen ısı ihtiyacına göre son ısıtıcı kumanda edilir.

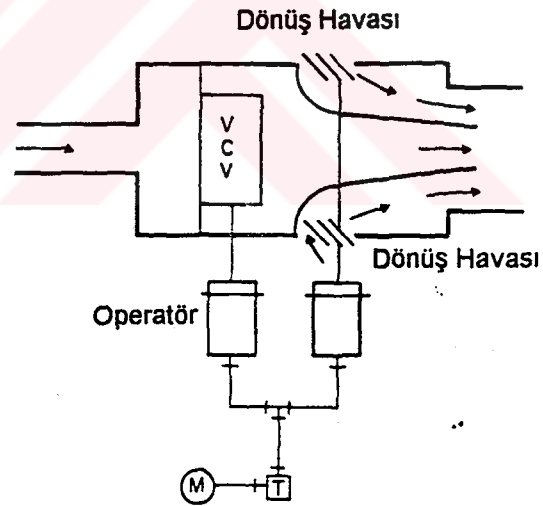
Bu sistemin avantajı, çığ noktası kontrolünün çok hassas bir biçimde yapılabilmesi yanında, besleme ve dönüş kanallarında oluşan statik basınç değişimlerinin, neredeyse yok denecek kadar az olmasıdır. Buna karşın sistemin, soğutulmuş havanın tekrar ısıtılmasından dolayı çok fazla enerji sarfetmesi en büyük dezavantajıdır.

4.2.1.3.İndüksiyon

İndüksiyon ünitesi, terminal nozullarının çıkışındaki primer sistem havasını kullanır. Sekonder bölümden geçen hava miktarı ise oda sıcaklığına göre ayarlanır.

Hava-Hava Tavan Tip

Şekil 4.7 de tipik bir hava-hava tip terminal ünitesi görülmektedir. Bu sistem, genellikle sabit debilidir ve sensör yardımıyla ölçülen hava sıcaklığına göre, primer devre (soğuk hava) damperleri ve sekonder devre damperleri (ısınmış dönüş havası) ayarlanır. Daha az soğutma talebi geldiğinde , primer



Şekil 4.7. Kısmalı İndüksiyon Ünitesi

damperler daha fazla kapanır ve bu şekilde daha az taze soğuk hava girişi sağlanırken, aynı zamanda dönüşten gelen havanın karışımını sağlayan damperler de açılır.

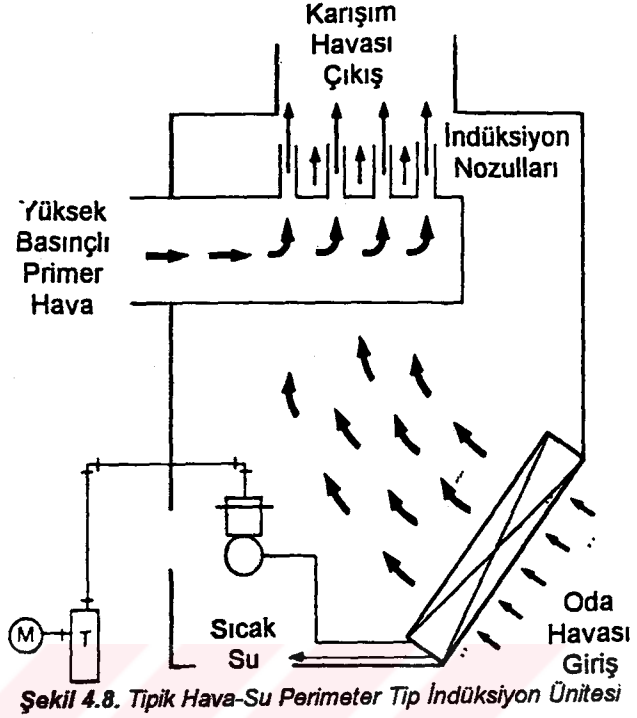
Diğer tip hava-hava terminal ünitesinde ise, küçük bir motorlu fan yardımıyla sekonder hava akışı tekrar düzenlenir.

Hava-Su Perimeter Tip

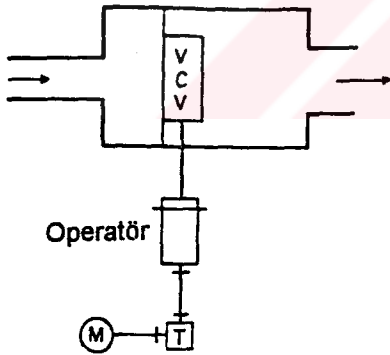
Su ve havanın senkronize çalıştığı sistemlerde soğutma serpantini oda sıcaklığına göre kontrol edilir (Şekil 4.8).

4.2.1.4. Değişken Sabit Debi (Variable Constant Volume VCV)

Kısma Tip



Şekil 4.8. Tipik Hava-Su Perimeter Tip İndüksiyon Ünitesi

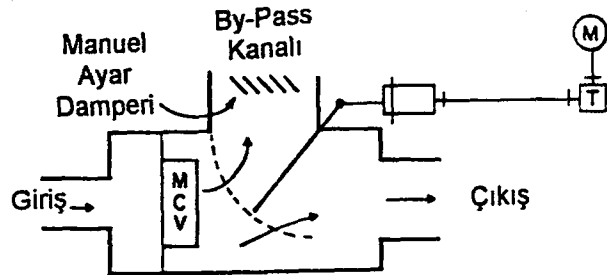


Şekil 4.9 da, bu tip bir ünite görülmektedir. Regülatör yardımıyla ayarlanan sabit hava debisi, oluşan kanal basınçlarından bağımsızdır. Sensör yardımıyla gerekli debi miktarı düzenlenerek, VCV ye ait set değeri kaydırılır. Daha büyük ünitelerde, üretici firmalar regülatörün boyutlarını büyütmeğe iki adet regülatör kullanmaktadır. Ancak yine de, değişken debili kontrol için iki ayrı

operatöre ihtiyaç vardır.

4.2.1.5. Değişken Sabit Debi

By-pass Tip



Şekil 4.10. Tek Kanal, VAC, By-pass Tipi

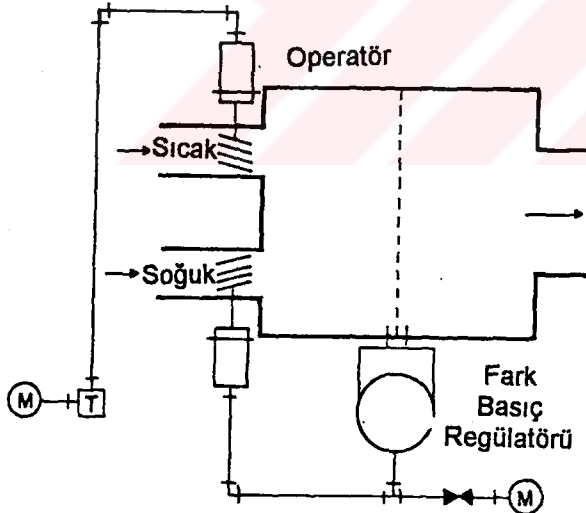
Şekil 4.10 da, bu tür bir üniteye ait tipik şema

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.

4.2.2. Çift Kanal

Şekil 4.3 de, tipik çift kanal konfigürasyonu görülmektedir. 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 karıştırır ve bu karışım havasını difüzörler yardımıyla içeriye üfler.

4.2.2.1. Limitlenmiş Sabit Debi



Şekil 4.11. Çift Kanal Limitli Sabit Debi

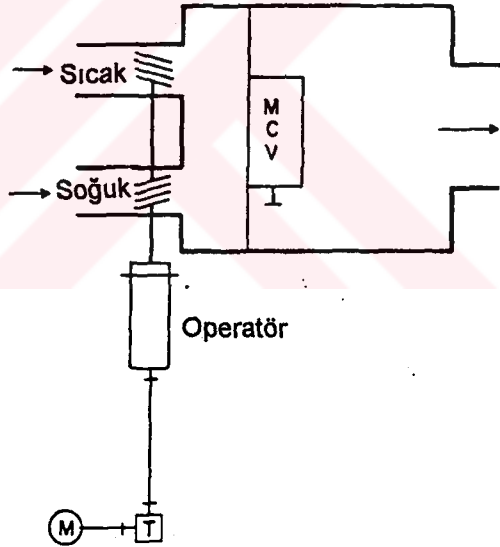
Şekil 11 de bu türe ait tipik bir örnek görülmektedir. Oda sıcaklığı düştükçe, motor yardımıyla toplam akış miktarını arttıracak olan sıcak üfleme kanalına ait damper açılmakta ve böylece odaya giren sıcak taze hava debisi artmaktadır. Basınç sensörü yardımıyla algılanan

sistemdeki 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.

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

4.2.2.2. Pozitif Sabit Debi

Şekil 4.12 de, tipik bir ünite görülmektedir. Bu sistem limitlenmiş sabit debili sisteme benzemektedir. Oda sıcaklığı düştükçe, motor yardımıyla, toplam akış miktarını arttıracak olan sıcak üfleme kanalına ait damper açılmaktadır ve böylece, odaya giren sıcak taze hava debisi artmaktadır. Basınç sensörü yardımıyla algılanan sistemdeki toplam akış miktarı ise soğuk hava kanalı damperinin motor yardımıyla sürülmesinde ve böylece ortamda, statik basınç değişiminden dolayı artan yada azalan debi miktarının, sabit bir değerde tutulmasında kullanılmaktadır.



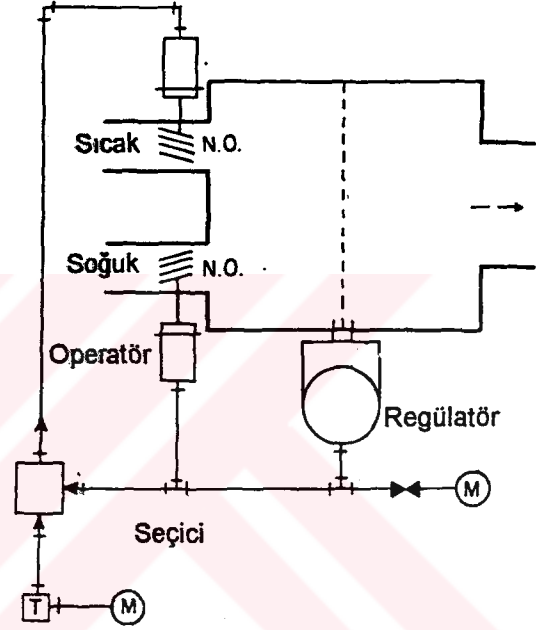
Şekil 4.12. Çift Kanal, Pozitif Sabit Debi

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, sıcaklık sensörü ölçüm hattındaki basınç set değerine kadar yükselir. Bu oluştuğunda ise, basınç regülatörü kontrol rölesi yardımıyla kontrol, ısıtma kanalı damperi üzerine verilir.

Eğer 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. Basınç regülatörü, akış hattında oluşan statik basınç değişimlerinden doğan akış değişimlerini de konpanze eder. Ancak çift kanallı limitli sabit debili sistemlerdeki termal denge bozulması ihtimali, bu sistem için de geçerlidir.

4.2.2.3. Mekanik Sabit Debi

Sekil 4.13 de tipik bir örnek 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 düzenlemeye

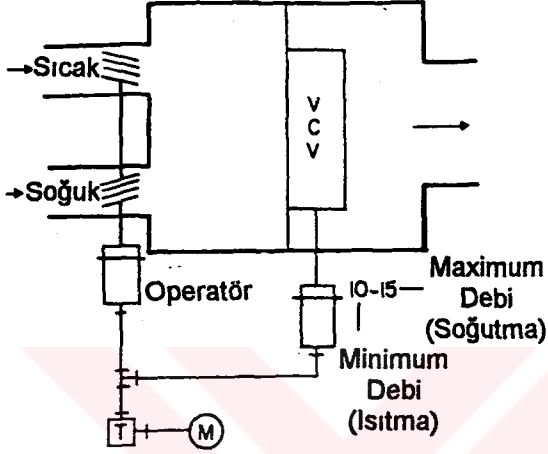


Şekil 4.13.Çift Kanal,Mekanik Sabit debi

ve aynı zamanda statik basınç değişimlerinden doğan akış değişimlerini kompanze etmeye çalışır. Burada da, daha önce belirtildiği gibi termal eşitlik, statik basınç değişimlerinden dolayı bozulabilir. Buna ısıtma ve soğutma kanallarının yapısından kaynaklanan basınç farklılıkları yol açar. Çünkü ısıtma ve soğutma yükleri birbirinden farklı olacağı için kanal boyutları ve geçişleri de farklı yapıda olacaktır. Isıtma ve soğutma statik basıncının çok dengesiz olduğu bazı özel durumlarda, hava bir kanalda ters yönde akıp, ısıtma kanalı içerisinde soğuk hava veya soğutma kanalı içerisinde sıcak hava oluşmasına neden olabilir. Sabah ön-ısıtması bazen bu durumun oluşması için uygun zemin hazırlayabilir.

4.2.2.4. Değişken Sabit Debi

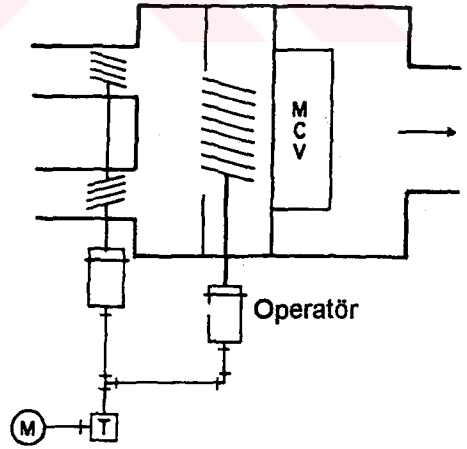
Şekil 4.14 ve 4.15 de tipik örnekler görünmektedir. Çift kanallı değişken sabit debili sistem, tek kanallı değişken debili sistemin soğutma tarafındaki akış ile çift kanallı sistemin avantajlı taraflarını biraraya toplamıştır.



Şekil 4.14. Çift kanallı VCV, Başlangıç

Şekil 4.14 de bu türden bir operasyona ait başlangıç şekli görünmektedir. Değişken sabit debili çift kanallı kontrolünde, ısıtma kanalı damperi (normalde açık) ve soğutma kanalı damperi (normalde kapalı) pnömatrik operatörler yardımıyla sürülürler. Değişken sabit debi regülatörü ise ardışık çalışma işlemine

sahiptir ve sıcaklık sensörü yardımıyla kontrol edilir. Sıcaklığın yükselmesi durumunda, sıcaklık sensörü yardımıyla giriş damperleri tam ısıtmadan tam soğutmaya geçerler. Eğer sensör hala istediği değere ulaşmadıysa basınç sinyali değişmeye devam eder. Bu arada sıcaklığın tükselmesi ile değişken sabit debi regülatötüne bağlı olan pnömatrik operatör yardımıyla operatör, max dizayn koşulunu yakalayabilmek için üzerinde set edilen değere kadar açılır.

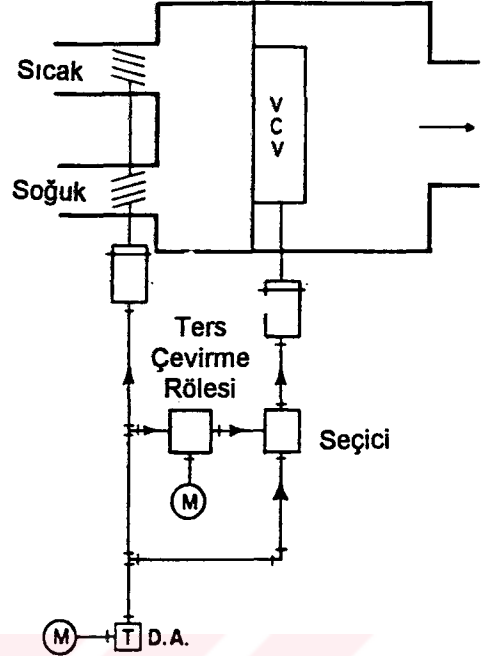


Şekil 4.15. Çift Kanallı VCV, Alternatif

Şekil 4.15 de üretici firmaların yöneldiği tip görülmektedir. Bu sistemde de regülatör yine debi ayarı için volüm damperini kumanda eder.

4.2.2.5. Çift Değişken Sabit Debi

Şekil 4.16 da bu ünitenin tipik örneği gösterilmektedir. 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.



Şekil 4.16.Çift kanallı, Çift Değişken Sabit Debi

4.2.3. Dağıtım Sistemi Özeti

Terminal ünitesinin karakteristiği dağıtım sisteminin akış ve basınç karakteristiğini doğrudan etkiler. Terminal ünitelerinin özeti ve statik basınca olan etkileri aşağıda özetlenmiştir.

Terminal Ünitesi Tipi	Besleme kanalı Değişimi	Dönüş Kanalı Değişimi
1.Çift Kanal Sabit Debi (Limitli, Pozitif ve Mekanik)	Geniş	Yok
2.Çift Kanal Değişken Debi (Çift Değişken ve Değişken)	Geniş	Dar
3.Tek Kanal Değişken Debili (Basınca Bağlı ve Basıncıtan Bağımsız)		
a. By-pass	Yok	Yok
b. Kısmalı %100-75	Dar	Dar
c. Kısmalı %100-50	Orta	Orta

d. Kısmalı %100-0	Geniş	Geniş
4. Tek Kanal Sabit Debi (Son ısıtmalı)	Yok	Yok
5. Tek Kanal İndüksiyon		
a.Hava-hava		
1) Kısmalı	Dar	Dar
2) Fan ile güçlendirilmiş	Geniş	Geniş
b. Hava-Su	Yok	Yok

4.3. Dağıtım Sistemi ve Kontrolü

Bu bölümde merkezi dağıtım sistemi ve kontrolü anlatılacaktır. Bu tür sistemlerde debi ve basınç kontrolü 3 temel nokta üzerine kurulmuştur;

1-Koşullandırılacak zon içerisine belirlenmiş min. taze havayı sağlamak.

2-Koşullandırılacak zon içerisinde dışarıdan gelebilecek istenmeyen kirli havayı önlemek amacıyla pozitif basınç oluşturmak,

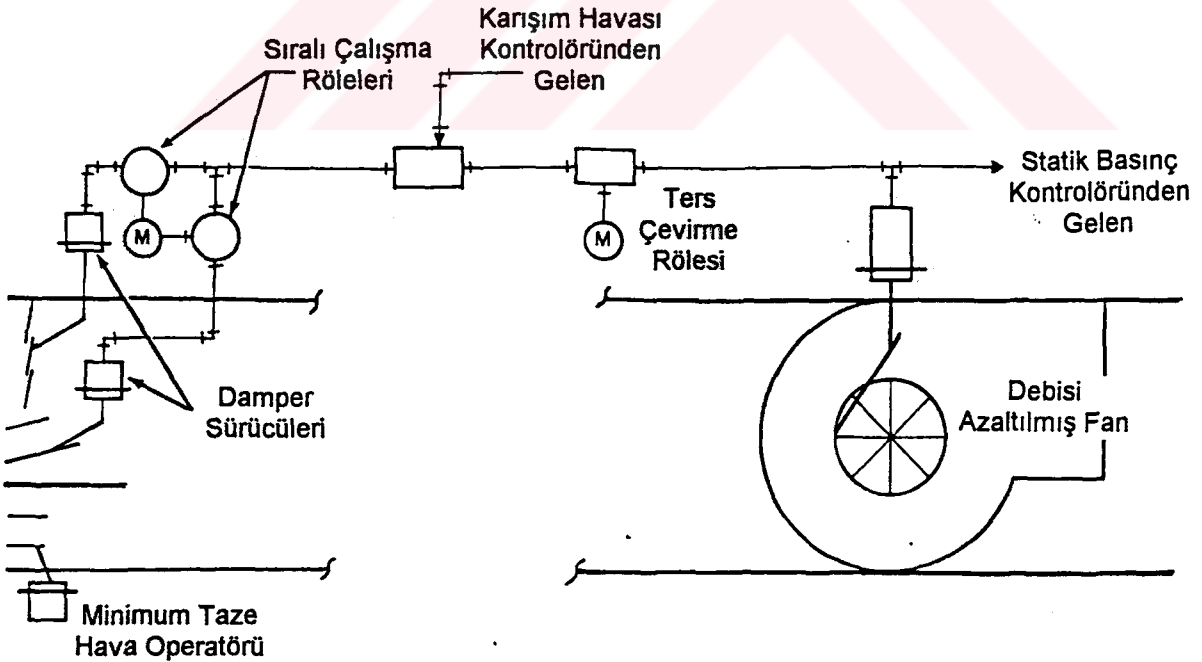
3-Zonlardaki terminal operasyonları için gerekli basıncı aralığını sağlamak ve bu arada minimum fan kullanımı yapmak.

4.3.1. Minimum Dış Hava Kontrolü

Dış hava kanalı ile ilgili bazı ek koşullar tanımlanmadığı durumlar dışında merkezi dağıtım sisteminde minimum taze hava kontrolü yapılacağı farzedilir. (Şekil 4.17) Yağışlı günlerde sistemi aşırı nemden korumak için, dış hava damperleri %100 açık iken göreceli olarak düşük hızlarda (örn 500-

800 feet per min) çalışacağı kabulüne göre dizayn edilirler. Şekil 34 de de görüldüğü üzere % 20 gibi minimum taze hava koşullarında kanal akış hızı 100 ile 160 feet per min arasına düşer. Bu hızdaki basınç 0.00062 ve 0.0016 in . wc ye karşılık gelir. Bu koşullar altında eğer ki değişken debili fan %50 açık tutulursa kanal hızı 50 ile 80 per min e düşer ki bu da 0.000156 yada 0.0004 in. wc demektir. Bu basınç değeri ise sistem kontrolünde kullanılan basınç hissedicileri için çok küçük bir değerdir. Bazı durumlarda ise sinyal seviyesi ön ısıtıcı serpantin boyuncaki düşüş hissederek artırılabilir.

Eğer kanal giriş ağzından sonra bir miktar daraltılırsa, kanaldaki hız ölçüm yapılabilecek seviyelere ulaşır. (en azından 0.02 in wc yada 570 ft/min). Bu %20 açıklıkta istenilen hava akışı miktarıdır. Tam açıklık durumunda ise 2850 feet per min yada 0.5 in. wc hız değerine ulaşılır ki bu da giriş ağzında ekstra kayıpların oluşmasına neden olur. Bu durumda dönüş havası damperi ve besleme fanı bu ekstra yüklerle izin verecek şekilde tekrar boyutlandırılır.



Şekil 4.17. Fanlı Ardışık Damper Sistemi

Ana damperin şekil 4.17 de gösterildiği gibi daha küçük bölümlered ayrılarak kumanda edildiği ve bu kumandanın besleme fanı ile ardışık çalıştırıldığı durumda ise her kısmın kendisine ait sürücüsü vardır. Örneğin bu amaçla beslem fanındaki inlet guide vane için gönderilen analog 0...10V sinyali taze hava damperleri için kullanılan sürücülerin ardışık çalışarak 0 ile 10 değeri arasında istenilen aralıklarda açılmalarında kullanılabilir.

4.3.2. Şartlandırılan Zon içerisindeki Statik Basıncın Kontrolü.

Genellikle şartlandırılacak oda içerisinde dışarıdan gelebilecek filtre edilmemiş kaçakları yada şartlandırılmamış havayı engellemek için pozitif basınç şart koşulur.

Sabit debili sistemler dizayn edilirken, besleme fanı yardımıyla şartlandırılacak zona, dönüş kanalları yada herhangi diğer bağımsız egzost fanları yardımıyla emilebilecek miktardan daha fazla hava üflenebilecek şekilde değerler kullanılır. Böylece oda içerisinde pozitif basınç elde edilir. Ancak değişken debili sistemlerde dönüş fanı sürekli olarak besleme fanını izlemiyorsa yada diğer bir değişle bağımsız çalışıyorsa bu durumu önlemek için iki metod kullanılır.

1-Dönüş fanının kumandasını zonun statik basıncına göre kumanda etmek

2-Besleme fanı ile dönüş fanını ya/yada egzost fanını eşlenik kumanda etmek.

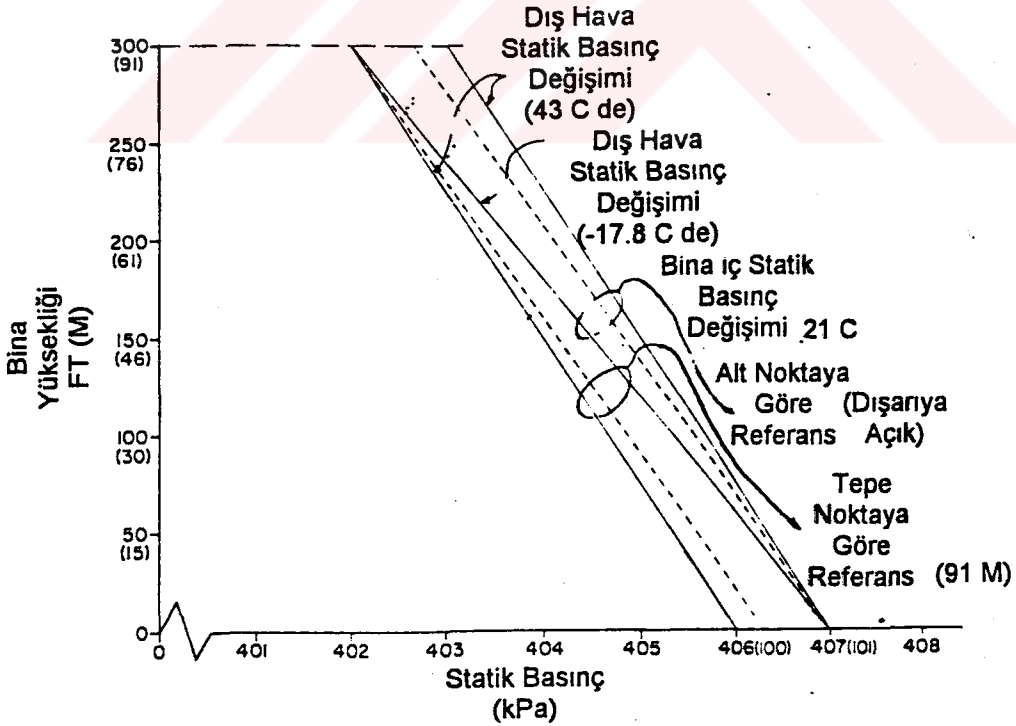
4.3.3. Bina Statik Basıncının Ölçümü

Yüksek binalarda zon basıncına göre dönüş fanı kontrolü yapılırken birtakım sorunlar ortaya çıkar. Şekil 4.18 de 30 katlı bir binada sıcaklığın ve

yüksekliğin iç ve dış basınç üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta iç ve dış mutlak basınç farkı, iç ve dış sıcaklık farkının fonksiyonu olduğu gibi aynı zamanda da binanın dış hava referans noktasına da bağlıdır. Binanın dış hava referansı yükseklik, sıcaklık ve rüzgarın etkisi altındadır. Şekil 36 da zemin kat seviyesi ile 30. kat seviyesi arasındaki basınç farkı sıcak yaz günlerinde 4 in. wc ortalama bir kış gününde ise 5 in. wc civarındadır.

Dış hava referans ölçüm noktası rüzgar etkisi altında da olduğu için 20 mil/hour hızındaki bir rüzgar dış hava referans statik basıncının 0.2 in. wc artmasına neden olur. Bu hız 40 mil/hour olduğu zaman basınç artışı 0.8 in wc değerine çıkar.

Dış hava referans statik basınç ölçümü için en ideal çözüm çatı üzerinde rüzgar almayan bir noktada dış hava tüpü rüzgar ve hava hızlarından min. etkilenen sensörlerin kullanımıdır.



Şekil 4.18. Yüksekliğin Bina İç ve Dış Basıncına Etkisi

Pratikte, yüksek binalarda şekil 36 da gösterildiği gibi düzgün bir basınç değişimi görülmez. Nötr nokta genellikle zemin kat ile çatı katı arasında bir noktada oluşur. Pozitif statik basınç değerinin oldukça düşük bir değerde tutulması gerekmektedir. Çünkü 1 ve 2 in . wc basınç değeri örneğin (0.92x2.03 m) boyutunlarında bir kapı üzerinde 200 pound luk bir basınç değeri oluşturur ki bu da güçlü bir insanı dahi zorlayabilecek bir değerdir. Buna ek olarak çok geniş pencerelerin kırılmasına dahi sebep olabilir.

4.3.4 Besleme Havası Akışı ile Dönüş Fanı Koordinasyonu

Bina içerisinde nominal pozitif statik basınç oluşturma'nın diğer bir yolu ise besleme fanı ile dönüş fanı arasındaki eşzamanlılığı kontrol etmektir. Bu metod yüksek binalarda oldukça kullanışlıdır. Burada uygulanması gereken nokta üfleme havası debi değerinin dönüş havası debi değerinin bir miktar üzerinde set edilmesidir. Bu oluşan bir miktar fazlalık oda içerisinde pozitif basınç oluşumuna neden olacak ve oda içerisindeki açık noktalardan dışarıya hava akışı oluşmasına neden olacaktır. Ancak eğer bağımsız egzost sistemi çok büyük ve öngörülemez ise bu ayarlama metodu başarılı olamaz. Bu durumda bu metodun zonların her birine ayrı ayrı uygulanması daha yerinde olur.

4.3.5. Diğer Fan Kontrol Teknikleri

Paralel operasyon

En basit fan uyumu mekanik bağlantı ile sağlanabilir. Full kapasitede çalışan ve bağımsız bir noktadan egzost yapılabilen besleme fanlı sistemde dönüş fanı istenilen debi değerlerini oluşturacak şekilde set edilir. Besleme fanı minimum değere dönüş fanı ise full akışta oluşan hava debisi farkını oluşturacak değere ayarlanır. Böylece her iki fan da besleme hattı üzerindeki statik basınç sensöründen kontrol edilir. Ancak bu arada doğal olarak fanlar

min ile max debi arasında konumlandırılırken her iki fanın debi değışmeleri arasında bir miktar fark oluşur ki bu da fanların işletme eğrilerinden kaynaklanır.

Akış Kaydırmalı Statik Basınç Kontrol

Bu metod paralell operasyonda tavsiye edilen %50 akış azalmasından fazlasına izin veren zonlarda oluşan statik basınç dalgalanmalarını ayarlamak için kullanılır. Hız basıncı besleme kanalı üzerinde ölçülür ve besleme fanın bastığı hava miktarı azalırken kontrol noktası yukarı doğru kaydırılır.

Normal şartlarda, dönüş fanı otomatik olarak oda içerisinde oluşan statik basınç değerini ayarlayacak şekilde kontrol edildiği için beslem fanının set değerinin kaydırılmasına ihtiyaç yoktur. Ancak minimum havalandırma ihtiyacı yüzünden böyle bir etkiye ihtiyaç duyulabilir.

Kaydırmalı Akış Kontrolü

Oda içerisindeki basınç değerinin kaydırmalı kontrolüne benzer olarak, oda içerisinde istenen statik basıncın sağlanabilmesi için, besleme ve dönüş fanlarının farklı akış karakteristiklerinden doğabilecek farkları minimize edebilmek amacıyla besleme hattı debi kontrolü de yapılabilir.

Hız basıncı dönüş kanalı üzerinde fana yakın bir noktada fan kontrolü için ölçülür. Besleme havası hızı ise besleme havası değışikliklerinde dönüş havası set değerini kaydırmak için kullanılır.

Merkezi Kontrol

Bir binanın merkezi statik basınç kontrolü eğer hava akış sistemi uygun ayarlanmamışsa problem oluşturur. Örneğin: eğer basınç sensörü

bulunan bir odanın dönüş kanalı oldukça uygunsuz bir yol çiziyorsa bu durumda, zon basınç değeri ayarlanırken diğer zonlar bu durumdan olumsuz olarak etkilenir. Merkezi kontrol sistemli sistemlerde her zon dönüş kanallarının iyi diayn edilip edilmediğiyle orantılı olarak , farklı dış hava koşullarında negatif yada pozitif basınç altında kalırlar. Geniş kanallar yardımıyla bu problem giderilebilir. Ayrıca her zon girişinde kullanılacak motorlu damperleryardımyla yapılacak zon statik basınç yada debi kontrolü ile bu problem halledilebilir. Ancak bu da merkezi sisteme nazaran daha masraflı olur. Zon kontrolünün kaçınılmaz olduğu durumlar yüksek debili akışın, bağımsız egzost sisteminin yada besleme fanının bölündüğü durumlardır ki bunlarda tek noktada ölçüm yaparak merkezi kontrol yapmak mümkün değildir.

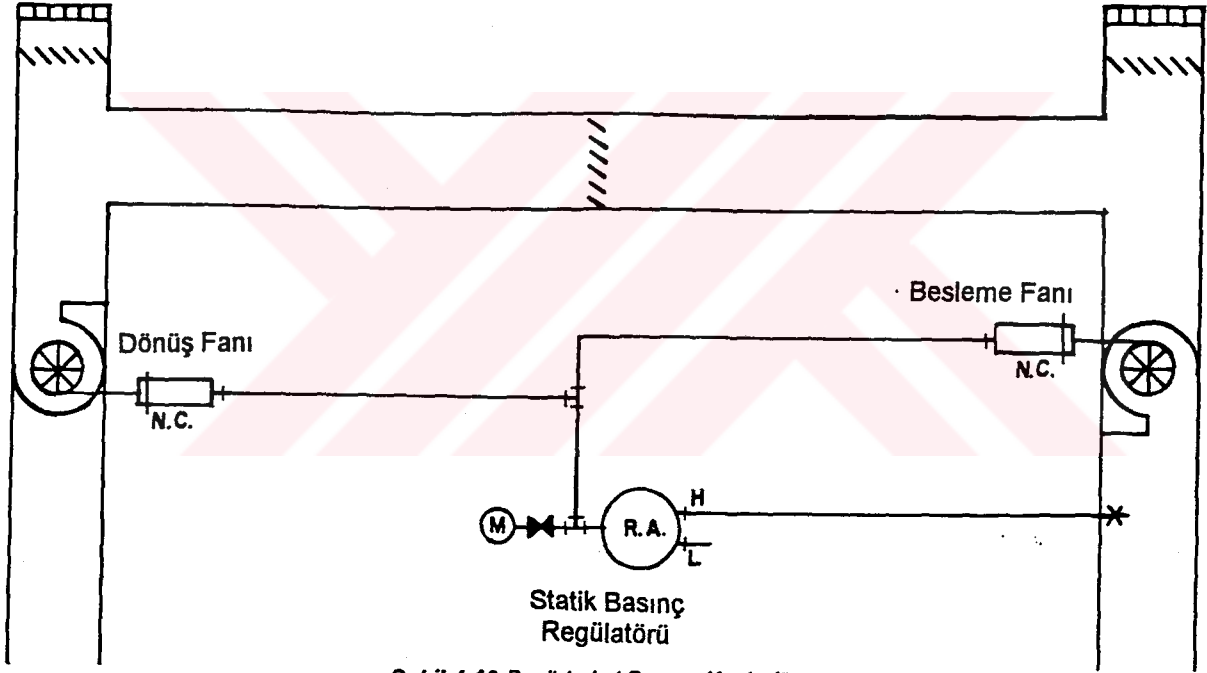
4.3.6. Besleme Havası Basıncını Ayarlama Metodları

Besleme havası binadaki tüm terminaller için gerekli olan hava miktarını sağlayabilmelidir. Aşırı debi hava yığılması nedeniyle statik basıncın çok artmasına neden olur.Gerekli basınç eksikliği nedeniyle ise terminal ünitelerindeki akış ayarlayıcı damperler sonuna kadar açılır. Bu durumda da sistemin tamamında bir basınç düşümü meydana gelir. Sabit debili fanlarda ise bu sadece sistemin bir kısmı uygun boyutlandırılmadığında meydana gelir (düşük kapasiteli fan, kanal yada büyük terminal ünitesi seçimi). Tipik olarak fanlar tam açık ikenki kapasitelerinin %60 ile 80 ini kullanacak şekilde seçilirler. Bu nedenle sistemdeki problem genelde yetersiz debiden çok aşırı debi nedeniyle oluşur.

Uygun besleme sttik basıncı alan terminal üniteleri yüksek giriş basıncı alan sitemlere nazaran daha uygun bir kontrol sağlar. Düşük statik basınç ayrıca kanallarda yüksek basınçtan dolayı oluşabilecek zararların ve gürültü seviyesinin azalmasına da sebep olur.

Dönüş Fanı

Dönüş fanı havayı zondan çeker ve merkezi sisteme tekrar koşullandırılmak üzere gönderir. Havanın tekrar koşullandırılması ısıtmayı, soğutmayı filtrelenmeyi ve taze hava ile belirli bir oranda karıştırılmayı içerir. Olması gerekenden büyük seçilen dönüş fanı oda içerisinde dış havaya göre negatif basınç oluşmasına ve böylece zon içerisine istenmeyen filtrelenmemiş havanın girmesine sebep olabilir. Daha küçük seçilmiş fan ise oda içerisinde aşırı basınç oluşumuna neden olur. Her iki uygun olmayan boyutlandırmada da kanal yapısının bozulmasına, geniş camların kırılmasına kapıların kendiliğinden açılıp kapanmasına sebep olur.



Şekil 4.19. Basit Lokal Basınç Kontrolü

Eğer beslem havası oda durumuna göre değiştiriliyorsa dönüş te buna uygun olarak mutlaka değiştirilmelidir.

Lokal Statik Basınç Kontrolü

En basit değişken debili fan kontrol sistemi besleme fanı çıkışına yerleştirilmiş bir statik basınç sensöründen gelen bilgilerin fanın damper

yada vane o peratörüne verilmesi yoluyla kurulan çevrimdir (Şekil 4.19). Bu sistemde ayrıca yüksek basınç kontrolüne ihtiyaç yoktur.

Avantajları

- 1.Düşük maliyetli kontrol çevrimi
- 2.Basit kontrol kurulumu ve güvenilir kontrol
- 3.Fabrikan hazır kurulu olarak gelebilir.

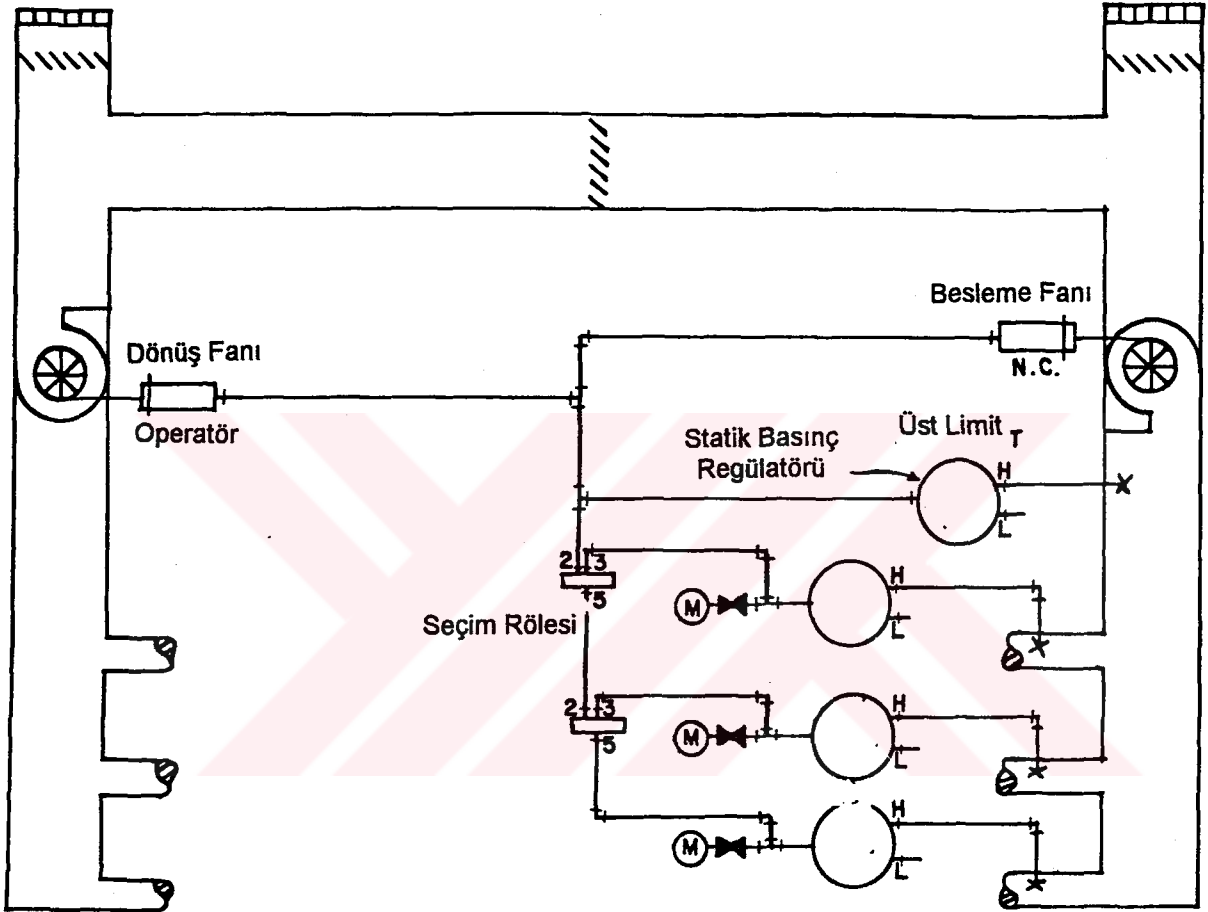
Dezavantajları

- 1.Akışın az olduğu durumlarda aşırı basınç düşümüne neden olur
- 2.Fan güç azaltımı sonucunda elde edilen avantajlardan yararlanamaz.
- 3.Fan eğrileri birbirlerinden farklı olacağı için zon içerisinde basınç değişimleri oluşturlar.

Remote Statik Basınç Kontrolü

Bir önceki sistemde oluşan düşük akış debilerinde ki basınç artışlarını elimine etmek amacıyla kanal hattı üzerinde ileri bir noktaya basınç sensörü yerleştirilir (şekil 39) . Kontrolörün set değeri bu durumda örneğin fanda istenilen 4 in. wc yerine 1 in. wc gibi terminal ünitesinde istenilen değere set edilir. Bu durumda kanalın ileri bir noktasına yerleştirilmiş basınç sensörü 1 in. wc gibi bir değer civarında oynarken fan ağzında bu değer 2 ile 4 in. wc arasında bir değer olabilir. Üst limit kontrolü bu sistemde de gereksizdir. Sistemin performansı ise sadece terminal ünitesi yakınına konulan basınç sensöründe istenilen değere bağlıdır. Eğer besleme kanalı birden fazla gidiş

kanalına bölünmüşse ve bu gidişlerden her biri bir terminal ünitesi içeriyorsa bu durumda en düşük basıncın bulunabilmesi için her hat üzerine bir basınç sensörü yerleştirilir ve buradan alınan değerler kontrolörde bir min seçici yardımıyla ayıklanarak en küçük basınç değerine göre besleme fanı ayarlanır.



Şekil 4.20. Uzaktan Basınç Kontrolü, Çok Noktalı ve Üst Limitli

Dizayn sırasında fan tüm gidiş kanallarında istenilen debiyi sağlayacak şekilde seçilir. Her gidiş kanalına basınç sensörleri yerleştirildiğinde daha önceki tiplerde kullanılmayan basınç üst limit sensörünün kullanılmasında fayda vardır. Bunun sebebi kanallardaki statik basıncın kanal yapısına zarar verebileceği olasılığıdır.

Avantajları

1. Fan güç azaltımı sırasında oluşacak tüm avantajları sağlar

2. Fanın çıkışındaki basınçtan ziyade terminaldeki basıncın istenilen değerde kalmasını sağlar.

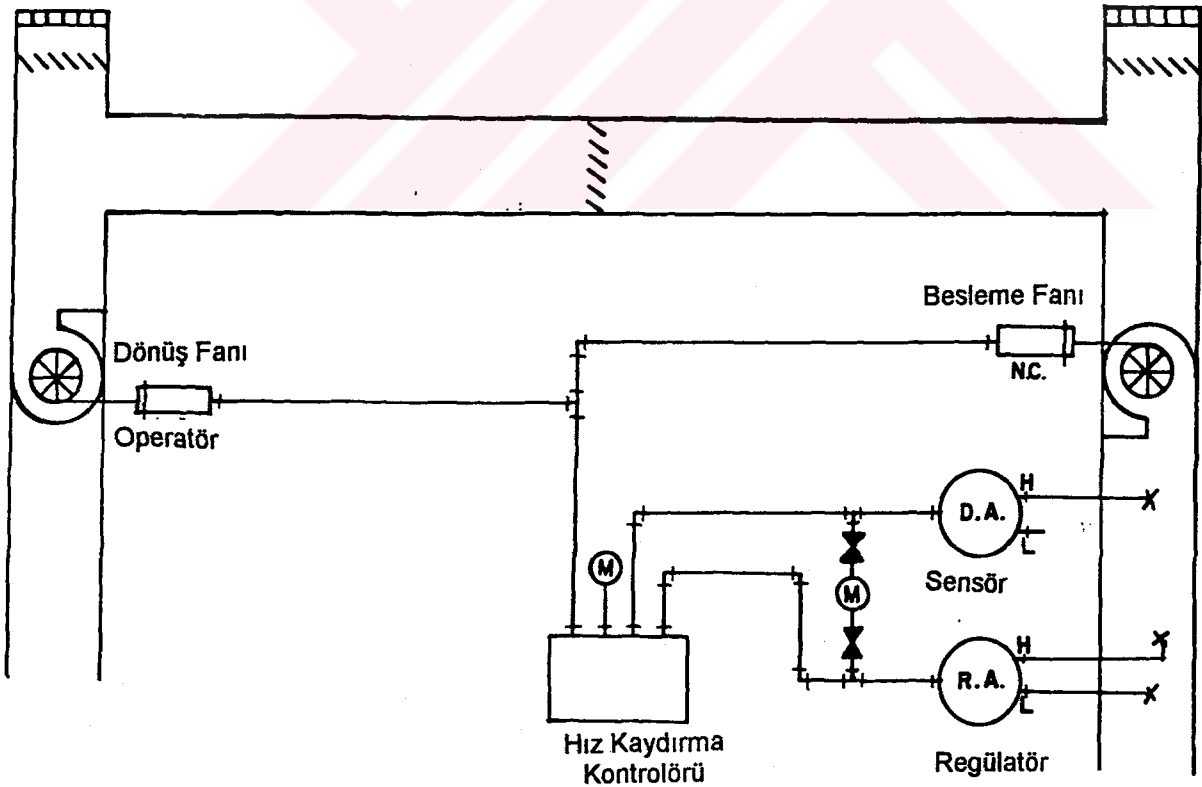
3. Birden fazla basınç sensörü kullanıldığında yükte kayma oluşturarak minimum statik basıncın garantilenmesi sağlanır.

4. Basit statik basınç çevrimi sağlar.

Dezavantajı

1. Fan eğrileri birbirlerinden farklı olacağı için zon içerisinde basınç değişimleri oluştururlar.

Hız kaydırmalı Lokal Statik Basınç Kontrolü



Şekil 4.21 Debi Yada Hız Kaydırmalı Statik Basınç Kontrolü

Sistemde oluşacak basınç artışını engelleyebilmek için uygulanabilecek diğer bir yöntem de hıza bağlı set değeri kaydırma işlemidir (Şekil 4.21). Besleme çıkış statik basıncı en düşük debi durumunda ve en yüksek debi durumunda ölçülür. Kontrolörde çıkış statik basıncı min akış durumunda ölçülen değer set değeri olacak şekilde kontrol edilir. Bu durumda hız basıncını ölçmek için diğer bir basınç sensörü kullanılır ve bu iki değer yani statik basınç ve kaydırma değeri kontrolöre girilir.

Üst limit regülatörlerin kullanıldığı çift kanallı terminal ünitelerinde , max akış durumunda hava akışı iç statik basınç değişimlerinden etkilenmez. Kanal hız sensörü düşük akışı ölçerek fan statik basıncı azaltıldığında terminal ünitesi sistem içerisindeki akışı ve hız düşüşünü düzeltemez. Hız sensörü akıştaki azalmayı tekrar hisseder ve statik basınç düşümü set değerini kaydırır.

Sistemin birden fazla besleme kanalı içermesi durumunda, hız sensörü sadece fan çıkışındaki basıncı ölçtüğü için kollardan herhangi birinde aşırı yada uygunsuz basınç artışı oluşabilir.

Avantajları

1. Kontrol için gerekli ekipmanlar merkezde toplanmıştır.
2. Kaydırma özelliği sayesinde statik basınç oynamaları ayarlanabilir.
3. Ayrıca bir üst limit sensörüne ihtiyaç duyulmaz.

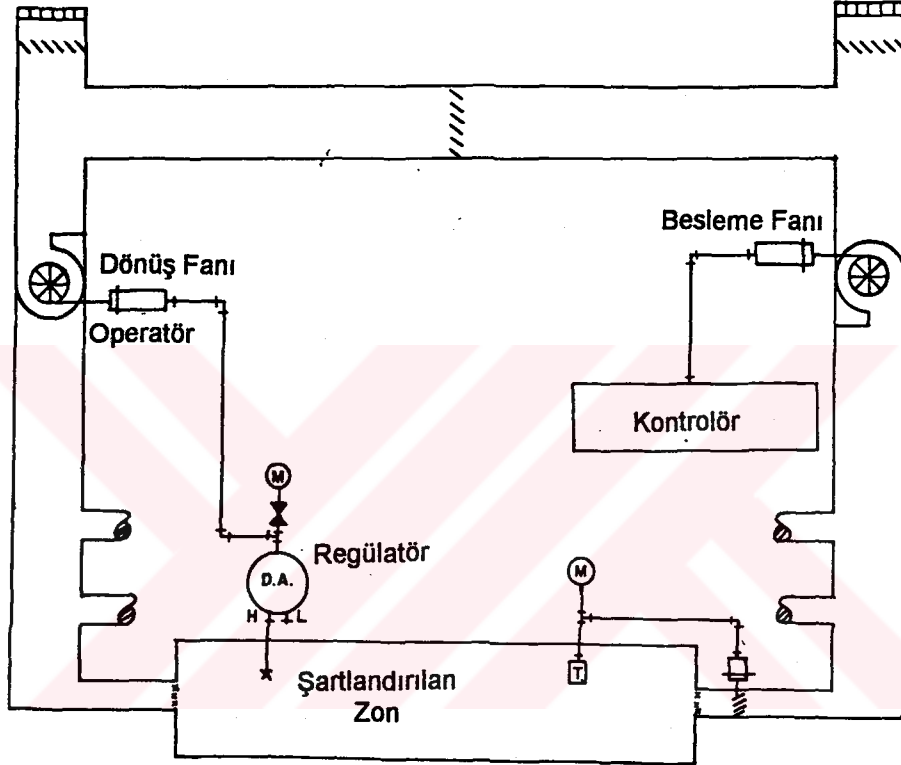
Dezavantajları

1. Fan eğrileri birbirlerinden farklı olacağı için zon içerisinde basınç değişimleri oluştururlar.

2.Gidiş kollarının en sonunda istenilen minimum statik basıncın elde edilebileceği garanti edilemez.

Bağımsız Fan Kontrolü

Şekil 4.22 de besleme fanı daha önce anlatılan yöntemlerden



Şekil 4.22.Statik Basınç Yardımıyla Bağımsız Fan Kontrolü

herhangibirine göre kontrol edilebilir. Dönüş fanı ise tüm bunlardan bağımsız olarak oza statik basıncına göre kontrol edilir. Statik basınç referans noktası ise bina dışında bir nokta olarak alınır. Dönüş fanı kontrolünde olduğu gibi, prob yerleşim yeri tüm zonları temsil edebilecek şekilde seçilmelidir. Eğer zonlar arasında belirli bir oranın üzerinde farklılık varsa bu durumda birden fazla basınç sensörü kullanarak bu değerler kontrolöre girilmeli ve min. değer seçilmelidir.

En uygun performans için, vane sürücüsü sadece gerekli aralı içerisinde çalıştırılır. Bu amaçla terminal ünitesi aşırı akış değerlerine önce

tam açılır ve daha sonra da tam kapanır. Bu arada vane tarafından yapılan stroke değeri kaydedilir.

Avantajlar

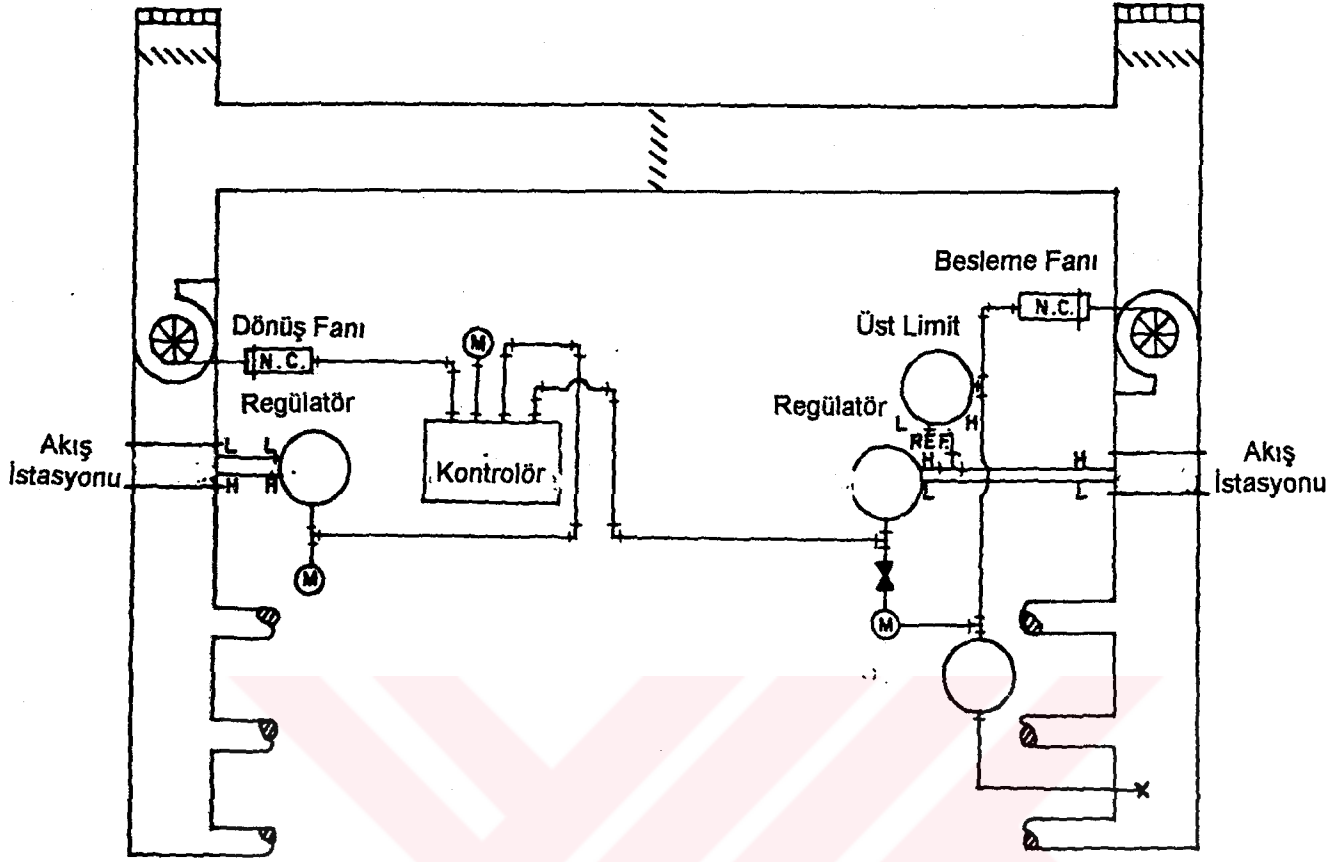
1. Bağımsız fan operasyonu yardımıyla dalgalanma minimuma indirilir.
2. Dönüş fanı istenilen debi değerini diğer sistemlerden daha iyi biçimde izler ve basınç dalgalanmaları minimuma inmiş olur.
3. Sistem otomatik olarak bağımsız egzost sistemini ayarlayarak statik basıncı ayarlar.

Dezavantajları

1. Dış hava referans değeri mutlaka çatıdan alınmalıdır. Bu da yüksek yapılarda problem yaratmaktadır.
2. Büyük kapılar yada zon içerisindeki açık noktalar kontrolü zayıflatır.
3. Birden fazla zon bulunduğu zaman yeterli değildir.

Dönüş Fanı Kaydırmalı Debi Kontrolü

Zon içerisinde pozitif basınç oluşturma en basit yolu oda içerisinde basınç ölçümü yapmaksızın dönüş havası ile odadan çekilen havadan daha fazlasını içeri üfleme. Bu şekilde istenilen minimum havalandırma ve oda içerisinde pozitif basınç oluşturarak dışarıdan gelebilecek filtre edilmemiş havanın içeri girmesi engellenmiş olur. Şekil 4.23 de dönüş fanın hız sensörü yardımıyla kontrolü görülmektedir. Besleme kanalındaki basınç sensörü yardımıyla ölçülen değer hem besleme fanının ayarlanmasında hemde aynı sinyal yardımıyla dönüş havasının ayarlanması sağlanır.



Şekil 4.23. Besleme fanının Dönüş Fanı Kaydırmalı Uzaktan Kumandası

Avantajları

1. Sabit bir besleme set değeri ve dönüş set değeri vererek aradaki farkın bağımsız egzost sistemi yada exfiltrasyon yardımıyla alınması sağlanabilir.

2. Dönüş ve üfleme fanlarının fan eğrilerinden dolayı oluşacak hataların ortadan kaldırılmasını ve dönüş havası yardımıyla en iyi besleme debisinin tutturulmasını sağlar.

Dezavantajları

1. Birden fazla kontrol yapılacağı zaman sistemin dalgalanmaması ve hassas sonuçlar alabilmek için dikkatli kurulması gerekmektedir.

3. Üfleme ve dönüş fanları arasındaki set değeri farkından dolayı zon içerisinde pozitif basınç garantilenmiş olur.

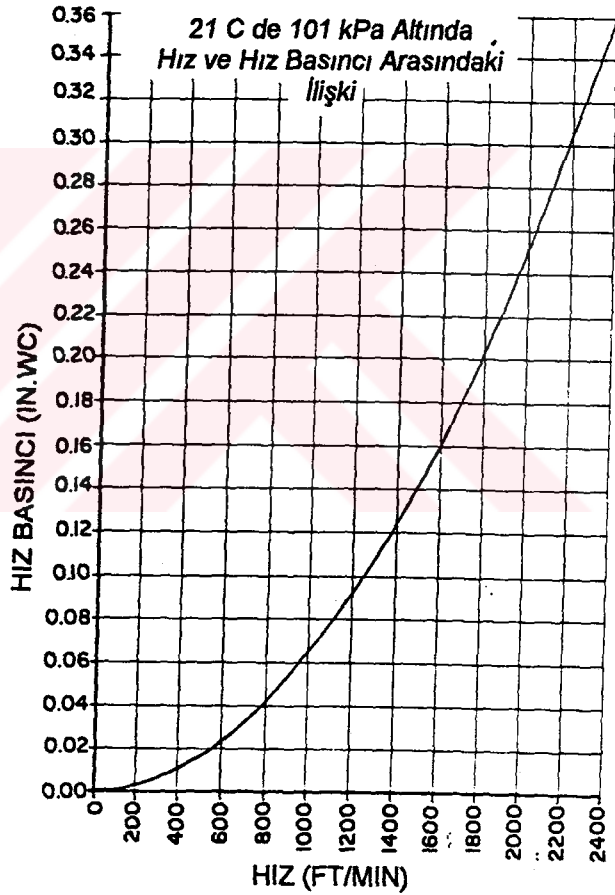
Dezavantajlar

1. Birden fazla kontrol yapılacağı zaman sistemin dalgalanmaması ve hassas sonuçlar alabilmek için dikkatli kurulması gerekmektedir.

2. Uzun kanalların sonunda bulunan terminal ünitelerinde istenilen min statik basınç sağlanmayabilir.

4.4. Akış Ölçüm Metodları

Şekil 4.25 ve de görüldüğü gibi hız ile hız basınç sinyali arasındaki ilişki lineer değildir. Örneğin 1800 ile 2200 ft/min arasındaki 400 ft/min hız değişimi 0.1 in.wc hız basınç değişimine tekabül eder. Buna rağmen 400 ile 800 ft/min değerleri arasındaki aynı 400 ft/min hız değişimi ise sadece 0.03 in. wc hız basınç değişimine denk gelir.



Şekil 4.25. Hız ve Hız Basıncı Arasındaki İlişki

Lineer olmayan basınç sinyali yardımıyla alınan sinyalin lineer kontrolörler tarafından değersendirilerek fan debisi kontrolü yapılması çeşitli kısıtlamaları da beraberinde getirmektedir. Sabit debili sistemlerde , eğer kontrolörün

kazancı çok küçük hız değişim sinyallerini arttırabilecek yeterlilikte ise bu durumda hız basınç sinyalinin lineer olmayışı ihmal edilebilir.

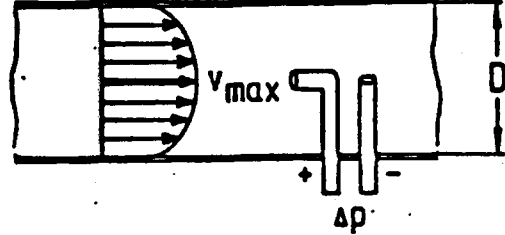
Değişken oransal bant ihtiyacına karşı diğer bir yöntem de basınç sisnyalinden gelen değerin karekökünün alınmasıdır. Bu kontrolöre lineer hız sinyali gelmesini sağlar. Böylece kaydırma etkisine gerek kalmaz.

Debi ölçümü için direkt bir metod bulunmamaktadır. Bunun yerine basınç farkları yada hava hızı değişimlerinin ölçülmesi ile debi miktarının hesabına geçilebilir. Kullanılan ölçüm tipleri ve karakteristikleri aşağıdaki tabloda gösterilmektedir.

Prensip	Karakteristiği
Orifis Plakası	Lineer olmayan Δp sinyali; integral ölçümü;
Ventury nozulu	Tanecik ve zerreciklere karşı çok hassas değil
Akış Direnci	Akış direnci
Prandtl'nin Pitot tübü yada benzeri	Lineer olmayan Δp sinyali; Tek nokta ölçümü; Küçük basınç sinyali ; Tanecik ve zerreciklere karşı çok hassas değil; Pratik olarak akış direnci yok
Isı transferi sensörü	Lineer olmayan Ω sinyali, Tek nokta ölçümü, Taneciklere karşı hassas Kanal Çapına bağlı olarak akış direnci
Jet(sadece pnömatik)	Linner set değeri, Tek nokta ölçümü, Göreceli yüksek ölçüm sinyali, Tanecik ve mekaniksel hasara karşı hassas, Kanal çapına bağlı olarak akış direnci
Anemometre	Lineer sinyal (r.p.m); Tek nokta ölçümü yaklaşımı, Mekanik zarara karşı hassas

4.4.1. Basınç farkı (Δp) yardımıyla Debi ölçümü

Bu metotta, uygun bir sensör yerleşimi sayesinde oluşturulan ve ölçülen basınç farkı doğrudan kontrolöre aktarılır. Ancak burada dikkat edilmesi gereken nokta oluşan basınç farkı değeri oldukça küçük bir aralıkta oluşacağı için bu aralığı kullandığımız sensör yada kontrolör tarafından yakaliyabilmek amacıyla birtakım uygun seçimler yapmamız gerekir. Burada uyulması gereken bazı önemli noktalar ve boyutlandırmalar aşağıda incelenmiştir;



a)Dinamik Basınç Sensörü

Şekil 4.26. Akış Dinamiği

Dinamik basınç sensörü temel olarak iki tüpten oluşmaktadır ve tüplerden biri direkt olarak akışa karşı konumlandırılmıştır. Hava parçacıkları bu noktada yavaşlıyarak + uçta - uçtan daha yüksek bir basınç oluştururlar .

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} V_{max}^2 \quad (\text{Pa}) \quad (4.1)$$

Akış debi miktarı hesaplanırken hız profili mutlaka hesaba katılmalıdır. Lineer akış için (yaklaşık 10 D alınabilir) ;

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \text{yaklaşık } 0.85 \quad (4.2)$$

$$\bar{V} = \frac{\dot{V}}{F} \quad V_{max} = \frac{\dot{V}}{0.85F} \quad (4.3)$$

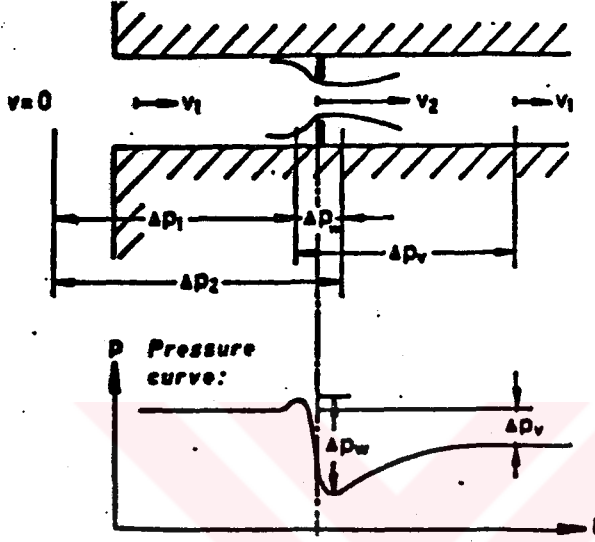
$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \left(\frac{\dot{V}}{0.85F} \right)^2 \quad (4.4)$$

$$\rho = 1.2 \text{ kg} / \text{m}^3 (20^\circ \text{C} , 1 \text{ bar})$$

$$F = D^2 \pi / 4 \text{ m}^2$$

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

Δp sinyali akış içerisindeki havanın kinetik enerjisi tarafından oluşturulur. Böylece akış içerisinde basınç kaybına yol açacak akış direnci oluşturulmasına ihtiyaç yoktur. Diğer yandan ise, 3.5 m/s gibi ortalama bir



Şekil 4.27

hızda oluşan basınç farkı 10 Pa gibi oldukça düşük bir değerdir. Δp sinyali sensörün uygun bir biçimde yerleştirilmesi sayesinde daha yüksek bir değerde elde edilebilir. Asimetrik hız profilini hesaba katarak ölçüm yapan dinamik basınç sensörleri de mevcuttur.

Orfiz ölçümü

Orfiz plakası yardımı ile ölçüm yapmak belirli miktarda akış direnci oluşturmanın en pratik yöntemidir. Bu tür ölçüm normal akış kesitinin bir noktada daraltılarak daha yüksek kinetik enerji oluşturulması prensibine dayanır. Orfiz plakasının önünde (düşük hız v_1) ve arkasındaki (yüksek hız v_2) noktalarda ölçüm yapmak suretiyle ve yapılan bu ölçümlerin kinetik enerjideki değişim gözönüne alınarak formülde yerine konduğunda, işletme basınç sinyali Δp_w elde edilir.

$$\Delta p_1 = \frac{\rho}{2} v_1^2 \quad \Delta p_2 = \frac{\rho}{2} v_2^2 \quad (4.5)$$

$$\Delta p = \Delta p_2 - \Delta p_1 \quad (4.6)$$

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} (v_2^2 - v_1^2) \quad (4.7)$$

$F_1 = \text{Kanal alanı}$

$F_2 = \text{Orfiz kesit alanı}$

$\frac{F_2}{F_1} = m \text{ açıklık oranı}$

$\alpha_E = \text{Sıkıştırma sayısı}$

$$v_2 = v_1 \cdot \frac{F_1}{\alpha_E F_2} = v_1 \frac{1}{\alpha_E m} \text{ (Süreklilik denklemi)}$$

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} v_1^2 \left(\left(\frac{1}{\alpha_{E.m}} \right)^2 - 1 \right)$$

Yukarıdaki eşitlikte $\left(\frac{1}{\alpha_{E.m}} \right)^2 - 1$ ifadesi işletme basıncı için direnç değerini vermektedir. Bu değer orfiz üzerindeki basınç farkı değerinin dinamik basınç ölçüm değerinden ne kadar büyük olduğunu gösterir.

$$v_1 = \frac{\overset{\circ}{v}}{F_1} \quad (4.8)$$

$$\overset{\circ}{v} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{1}{C_w}} \cdot F_1 \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (4.9)$$

$\overset{\circ}{v} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{1}{C_w}} \cdot F_1$ ifadesi Orfiz Sabiti diye adlandırılır ve $\Delta p = 1$ için hava debisine tekabül eden değerdir. Diğer tüm basınç farkları için basit olarak $\sqrt{\Delta p}$ değeri ile çarpım yapılır.

Orfiz plakası için yapılan bu işlemlerin hepsi nozul ve Venturi nozulları içinde geçerlidir. Tek fark bu türlerde giriş kenarları yuvarlatılmış olduğu için direnç değerleri daha küçüktür.

Kalıcı basınç düşüşü

Orfiz plakasının işletme basıncı daha hassas sonuç elde edebilmek için mümkün olduğu kadar büyük (10...250 Pa) olmalıdır. Diğer yandan, basınç düşümü gürültü ve enerji sarfiyatı gibi nedenlerden dolayı mümkün olduğu kadar düşük tutulmalıdır. Basınç giriş ve çıkış arasındaki hız farkından dolayı orfizden sonra tekrar artmaktadır. Bu nedenle, kalıcı basınç kaybı işletme basıncının %50 si kadardır. Kalıcı basınç kaybı özel Venturi nozulları kullanılarak %20 civarına kadar düşürülebilir.

Orfiz boyutlandırma Tablosu

Orfiz boyutlandırma tablosu yardımıyla daha önce anlatılan formülasyon hiçbir hesap yapmaksızın kullanılabilir.

$$\dot{V} = \bar{v} \cdot F = \bar{v} \cdot DN^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3} \quad (4.10)$$

$$\zeta_w = \frac{\Delta p}{0,6 \cdot v^2} \quad (4.11)$$

$$\dot{V} = m^3 / h \quad DN = mm \quad v = m / s \quad \Delta p = Pa$$

ζ_w = İşletme basıncı için Direnç değeri

ζ_v = Basınç kaybı için Direnç değeri

$$m = \text{Açıklık Oranı} \frac{F_2}{F_1} = \left(\frac{d}{DN} \right)^2$$

Örnek :

Nominal çap DN = 160 mm

Gerekli akış debisi $\dot{V}$ = 500 m³ / h

Gerekli işletme basıncı(%100) Δp = 250 Pa

500 m³ / h ile DN 160 ın kesiştiği nokta $\bar{v} = 7 \text{ m / s}$ değerini verir.

$\bar{v} = 7 \text{ m / s}$ ile $\Delta p = 250 \text{ Pa}$ değerinin kesişimi $\zeta = 8.25$ değerini verir.

Bu değerin $\rho_w (m)$ değeri ile kesişimi $m=0.49$ değerini verir.

$$m = \left(\frac{d}{DN}\right)^2 \text{ ve } \Phi : d = DN \sqrt{m} \text{ formullerinden}$$

$$d = 160 \cdot \sqrt{0.49} = 112 \text{ mm}$$

Havalandırma ve şartlandırma uygulamaları için $m=0.4...0.8$ değeri uygundur.

$m > 0.8$ değeri için basınç sinyali orfiz olmadığı zamanki dinamik basınç sinyalinden daha küçüktür.

$m < 0.4$ kalıcı basınç kaybı $\frac{\Delta p_v}{\Delta p_w}$ ani biçimde düşer.

$\frac{\Delta p_v}{\Delta p_w} = 0.5$ değerinin anlamı; kalıcı basınç kaybının işletme basıncının %50 olduğudur.

$$\text{Orfiz sabiti } C = \frac{\bar{v}}{\sqrt{\Delta p}} = \frac{500}{\sqrt{250}} = 31,6 \text{ (m}^3 \text{ / h) } \Delta p = 1 \text{ Pa}$$

4.5. Akış Transmitteri Seçimi

VAV sistemlerinden beklenen enerji verimini alanilmek için sistemde en fazla enerji sarfiyatına neden olabilecek 2 tür ekipman özellikle gözönünde bulundurulmalıdır. Bunlar fanlar ve dış hava sıcaklığı sensörleridir. Büyük binaların tüm elektrik enerjisi sarfiyatının yaklaşık %30 u

havalandırma fanları tarafından harcanmaktadır. Bu denli büyük bir sarfiyatın olduğu bu alan özellikle daha hassas kontrol edilmelidir.

Modern VAV sistemlerinde besleme kanalı üzerinde izlenmesi istenilen noktaya olan mesafenin 2/3 üne yerleştirilen statik basınç sensörü yardımıyla ölçülen değer, besleme fanının kontrolünde kullanılır. Normal olarak bu tür sistemlerde yaygın kullanılan statik basınç sensörleri ölçülen basınç değerine karşılık gelen bir sinyal değerini çıkış olarak verir ki bu da daha sonradan sürücüye uygun pnömatik yada elektronik sinyale dönüştürülebilir.

Kanal hava akış hızı birden fazla ölçüm noktasında fark basınç değeri olarak ölçülür ve kontrolöre gönderilir. Gelen bu sinyal değeri karekök alıcı modül yardımıyla hıza lineer hale getirilir. Bu noktadan sonra istenilen akış değerine uygun skala değerine çevrilir.

Bu ölçüm enstrümanları arasında en kritik olanı transmitterdir. Birincil sensör (hava akış istasyonu) kanal içerisinde uygun bir noktaya yerleştirilir. Burada kullanılan kontrolörün oransal, integral ve türevsel etkiye sahip olması gerekir. Karekök alma fonksiyonu ve skalalama fonksiyonu da bu transmitter in özelliği olabilir. Bu noktada bahsi geçen PI yada PID algoritmaları ile karekök ve skalalama fonksiyonlarını birarada içeren transmitter akış transmitteri diye adlandırılır.

Referans Hassasiyeti

Referans hassasiyet kullanılan enstrümanın belirli bir aralık içerisinde ölçüm yapabilme yeteneği olarak tanımlanabilir. Bu tanım transmitterler için non-lineeriteyi, histerezi, ölü bandı ve tekraredilemezliği kapsar. Referans hassasiyeti enstrümanın tüm ölçüm aralığının yüzdesi olarak verilir.

İşletme (ölçüm) Aralığı

İşletme aralığı transmitterin kullanıldığı sistemde yapılması gereken ölçümün aralığıdır. Örneğin 0.12 in wc statik basınç ölçümü yapılacak bir ölçüm istasyonunda 1.0 in .wc full aralığı olan bir transmitter uygun olabilir. Kullanımda referans hassasiyeti işletme aralığındaki değişimleri yansıtabilmesi amacıyla aşağıdaki formül yardımıyla tam giriş aralığı ile işletme aralığına göre ayarlanmalıdır.

$$\text{Referans Hassasiyeti (\%)} \times \frac{\text{Tüm (giriş) Aralığı}}{\text{İşletme(giriş) Aralığı}} = \text{İşletme Giriş Aralığında Enstrüman Hassasiyet.}$$

Termal Etki

Termal etki ölçüm tapan enstrüman üzerinde sıcaklık değişimleri dolayısıyla meydana gelen hataya verilen addır. Bu hata entstrümanın imalatı sırasında farklı sıcaklıklarda farklı genleşmeler veren malzemelerin kullanılması sonucu oluşmaktadır. Bahsi geçen bu termal etki dolayısıyla meydana gelen hassasiyetin bozulması katalogda bahsedilen değerler arasında verilmez.

Termal etki aşağıdaki nedenlerden dolayı fark-basınç hız sensörlerinde diğer ölçüm cihazlarında olduğundan daha önem kazanır.

1. Bu sensörlerin ölçüm yaptığı aralığın oldukça düşük olması nedeniyle oluşan sinyalin çok dar bir aralıkta değişmesi
2. Referans hassasiyeti ve termal etki sonucu oluşan hassasiyet direkt olarak işletme giriş sinyali üzerinde etkindir.
3. VAV sistemlerinde düşük hava debi ve hızlarında önem kazanır

Örneğin hassasiyeti %0.5 FS (Full San) ve ölçüm aralığı 0 ie 1 in. wc ve termal etkisi %0.05 FS olan bir sensör ile 1000 fpm de çalışan 20 F sıcaklığındaki daki bir mekanik oda hassasiyetin %24 oranında kaymasına neden olur. Çünkü her iki akış transmitteri de (dönüş ve üfleme) büyük bir olasılıkla aynı ölçüm karakteristiğini taşıyor olacaktır ve birindeki hatanın büyüklüğü ve yönü diğerinden farklı olabilecektir. Sonuçta sistemin hatası incelenirken bu hataların toplanıp sistemin potansiyel hatası bulunmalıdır. Transmitterin yerleşim yeri bu noktada çok önem kazanmaktadır. Sistemin termal etkisini minimize edebilmek için transmitterin doğru sıcaklık kompanzasyonlu yada kendi kendine ayarlanabilir özelliğinin olması gerekmektedir.

4.6. VAV Terminal Üniteleri Performans Deneyi

Bu bölümde New York Üniversitesinde farklı tip VAV üniteleri üzerinde yapılan deneyler sonucunda elde veriler incelenmiştir.

Üniversite içerisinde 36 adet VAV ünitesi bulunmaktadır. Bu üniteler 7 farklı tipte oluşturulmuştur.

Tip 1: Oda içerisinde duvara yerleştirilmiş duvar tipi sensör yardımıyla pnömatik egzost damperi konumlandırılarak hız kontrolü yapılmıştır. Egzost fanı sabit hızda beslem havası ise VAV ünitesi ile ayarlanarak zona üflenmiştir. 26 adet labratuarda bu tip ünite kullanılmıştır.

Tip 2: Oda içersine yerleştirilen sensörden alınan bilgiler sabit debili dönüş fanının elektronik sürücülü egzost damperinin konumlandırılmasında kullanılmıştır. Besleme havası hız sensörü yardımıyla dönüş havasını izlemiştir. 1 adet labratuarda bu tip ünite kullanılmıştır.

Tip 3 : Oda içerisindeki sensör yardımıyla egzost fanı üzerindeki frekans-sürücüsü kumanda edilmiştir. Besleme havası ise I/P dönüştürücü yardımıyla ayarlanmıştır. 2 adet labratuarda bu tip ünite kullanılmıştır.

Tip 4 : Oda içerisine yerleştirilen çerçeve pozisyonu sensöründen alınan sinyal egzost fanının frekans sürücüsüne ve aynı sinyal VAV ünitesinin I/P dönüştürücüsüne gönderilmiştir.

Tip 5 : Tip 4 ile aynıdır. Tek fark besleme havası kontrolü yapılmamıştır.

Tip 6 : Oda içerisine yerleştirilen çerçeve pozisyonu sensörü basınçtan bağımsız 3 zondan emiş yapan egzost damperinin kontrolünde kullanılmıştır. Toplam egzost edilen hava elektronik olarak toplanmış ve besleme havasının kontrolünde kullanılmıştır.

Tip 7 : Karşılaştırma için 5 değişik tip VAV sistemi aynı yöntemle test edilmiştir. Sistemde kanala monte edilmiş son ısıtma serpantinli sabit debili egzost fanı kullanılmıştır.

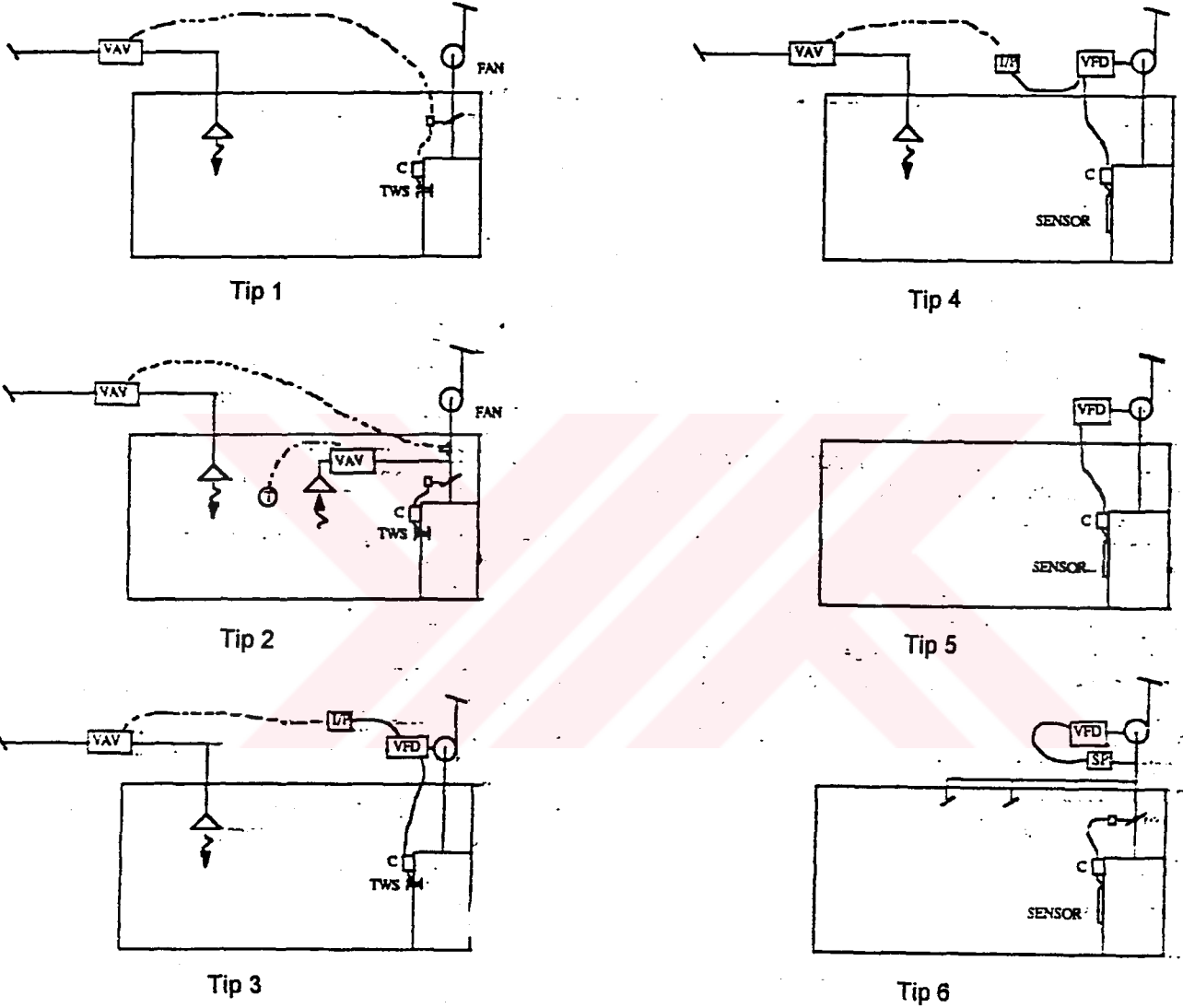
Test Prosedürü

Kampüs içerisindeki tüm tiplerdeki yüzey hızları rutin olarak belirli bir çalışma yüksekliğinde ölçülmüş ve kayıt edilmiştir. Bu arada VAV sistemler için daha detaylı bir testin yapılması gerektiği gözlenmiştir. ASHRAE standartlarında (standart 110-1985) labratuar akış kontrol sistemleri ile ilgili test standardının yetersiz olduğu belirtilmiştir.

Test prosedürü kontrol sisteminin dinamik cevabını ve yüzey hızının stabilitesini en iyi verebilecek şekilde dizayn edilmeye çalışılmıştır. Oda yerleşiminin özet bir çizimi kayda alınmıştır. Her labratuar için oluşturulan test kayıt formlarından örnekler ilerleyen sayfalarda bulunmaktadır. Bu form ve yazıcıya kaydedilen ölçümler her labratuar için eldeki dataları

oluşturmuştur. Bu prosedür yardımıyla 1 kişi 1 labratuarı 45 dakikada test edebilmiştir.

Sistem Cevabı Testi



Şekil 4.28. Test Prensi Şeması

Burada kullanılan aktif kontrolün en önemli katrakteristiği çerçevenin ani cevap verebilme yeteneğidir. Oda hızının değerleri daha sonradan en düşük hızı ve sistemin cevap zamanını bulmak amacıyla kaydedilmiştir. Sonuçları standart hale getirmek amacıyla cevap zamanı saniye olarak alınmıştır. Cevap zamanı olarak 40 m/s hıza erişim süresi alınmıştır. Bu değer aynı zamanda güvenli oda performansının alt değeri olarak kabul

edilmiştir. Tabloda belirtilen cevap zamanı aynı zamanda güvenli bir hız değişimine erişmek için gerekli teorik zaman sabiti olarak da alınabilir. Deneydeki hız bir anemometre yardımıyla ölçülmüş ve buradan alınan analog çıkış chart recorder ile kaydedilmiştir.

Stabilite Testi

Teste tabi tutulan tiplerden bir kısmı diğerlerine nazaran daha dalgalı ve akıntılı bir yönelim göstermişlerdir. Bunun testi için oda içerisine yerleştirilen sensör ve kayıt için kullanılan chart recorder yardımıyla yapılmıştır. Çerçevenin maximum açıklıktaki yüksekliği ve sensör tipler arasında farklılıklar göstermiştir. Chart recorder yaklaşık 5 dakika en düşük hızda incelenmiş daha sonra da hız salınmalarının genliği ve frekansı izlenmiştir.

Yüzey Hız Testi

Kontrolörün belirli hız set değerine karşılık ortalama yüzey hızını belirleyebilmek çerçevenin 3 değişik pozisyonu gözönüne alınmıştır. Bu üç çerçeve pozisyonu (%25 , %50, %75 açık) Bu test ve diğerleri için labraruardan koridora bakan bir kapı 7.6 cm açılarak koridora bakan 0.23 m^2 lik bir açıklık elde edilmiştir. Hız ölçümü hava akış anemometresi ile yapılmıştır.

Çerçeve pozisyonu

Laboratuvarın VAV kontrol değeri sadece çerçeve boyutları düşürüldüğünde gerçekleşmiştir. Oda içerisindeki insan etkisini de hesaba katabilmek için çalışma saatleri içerisinde oda içerisinde iki gezinti yapılmıştır.

VAV Performans Testi Sonuçları

	Kontrol Tipleri						Top
	1	2	3	4	5	6	
Test sayısı	26	1	2	2	3	2	36
İyi Kontroller	15	1	0	0	3	2	21
Zayıf Kontroller*	5	0	1	0	0	0	6
Akışsız Kontroller	4	0	1	2	0	0	7
İyi Egzost/Zayıf Besleme	2	0	0	0	0	0	2
Ort. Vmin/Vo	0.46	0.61	0.50	-	0.68	0.73	
Ort. Cevap Zamanı (s)	14.3	13	12.4	-	4.5	4	

Kontrol Tipleri Özeti:

Tip 1: Oda sensörü, pnömatik egzost damperi, sabit hızlı egzost fanı, egzost akışını izleyen VAV ünite den oluşmuştur.

Tip 2: Elektrik egzost damperine bağlı oda sensörü, sabit hızlı fan, Basleme akışı, oda içerisini ve genel egzost akışını izlemekte

Tip 3: Oda sensörü, frekans sürücüsü, egzost fanı, I/P dönüştürücü ile sinyal alan besleme VAV ünitesi

Tip 4: Çerçeve pozisyon sensörü, frekans sürücü, egzost fanı, I/P dönüştürücü ile sinyal alan besleme VAV ünitesi

Tip 5: Tip 4 ile aynı sadece besleme havası kontrolü yok

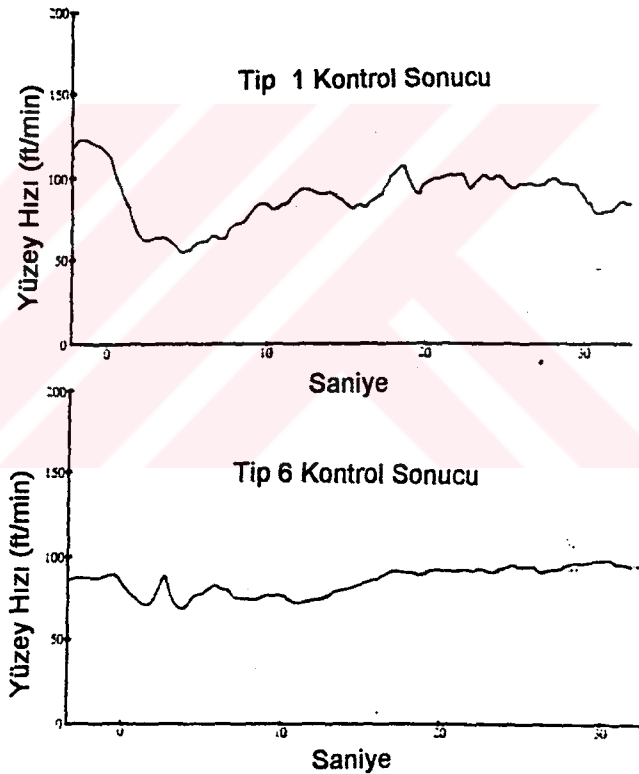
Tip 6: Çerçeve pozisyon sensörü, basınçtan bağımsız egzost damperi, değişken hızlı egzost fanı. Besleme havası toplam dönüş havasına karşılı gelir.

* Zayıf kontrolden kasıt olarak cevap zamanı 30 saniyenin üzerindeki kontrollerdir.

Deney Sonuçları

Sistemin gözlenen performansları tablo 1 de gösterilmiştir. Hız kontrol tipi ve oda hava akışı çerçeve pozisyonunun ani değişimlerinden etkilenmiştir. Hız değişim kayıtlarında hız düşüşleri ve düzeltilmeleri gösterilmektedir. Oda sensörü kullanılan tiplerde (Tip 1, 2 ve 3) ilk hızın %45 ile 50 altına düşülmüştür. Bu 8 ile 18 " lik bir açılmaya karşılık akışta herhangi ani bir değişim olmaması nedeniyle beklenen bir değerdir. İyileştirme zamanı 11 ile 19 saniye arasında ortalama 13 saniye olmuştur. Çerçeve pozisyonu sensörü kontrol sisteminin cevap hızı dikkat oldukça iyi ve hız düşüşü oldukça azdır. Tip 5 ve 6 nın uygulandığı 5 sistemde hız ilk değerinin %71 altına düşmüştür ve ortalama iyileştirme zamanı 4 saniye olmuştur. Tip 1 ve tip 6 kontrol sistemlerinin karşılaştırılması şekil 4.29 de gösterilmektedir.

Değişik kontrol tipleri için stabilite testi sırasında sistemi belirleyebilecek özel bir eğri gözlenmemiştir. Bu noktada, oluşmuş muhtemel bir kontrol düzensizliğinin oda koşulları tarafından maskelendiği düşünülmüştür. Her iki odada da saniyede 5 yada 10 salınım çevrimi gözlenmiştir.



Şekil 4.29. Tip 1 ve Tip 6'nun karşılaştırılması

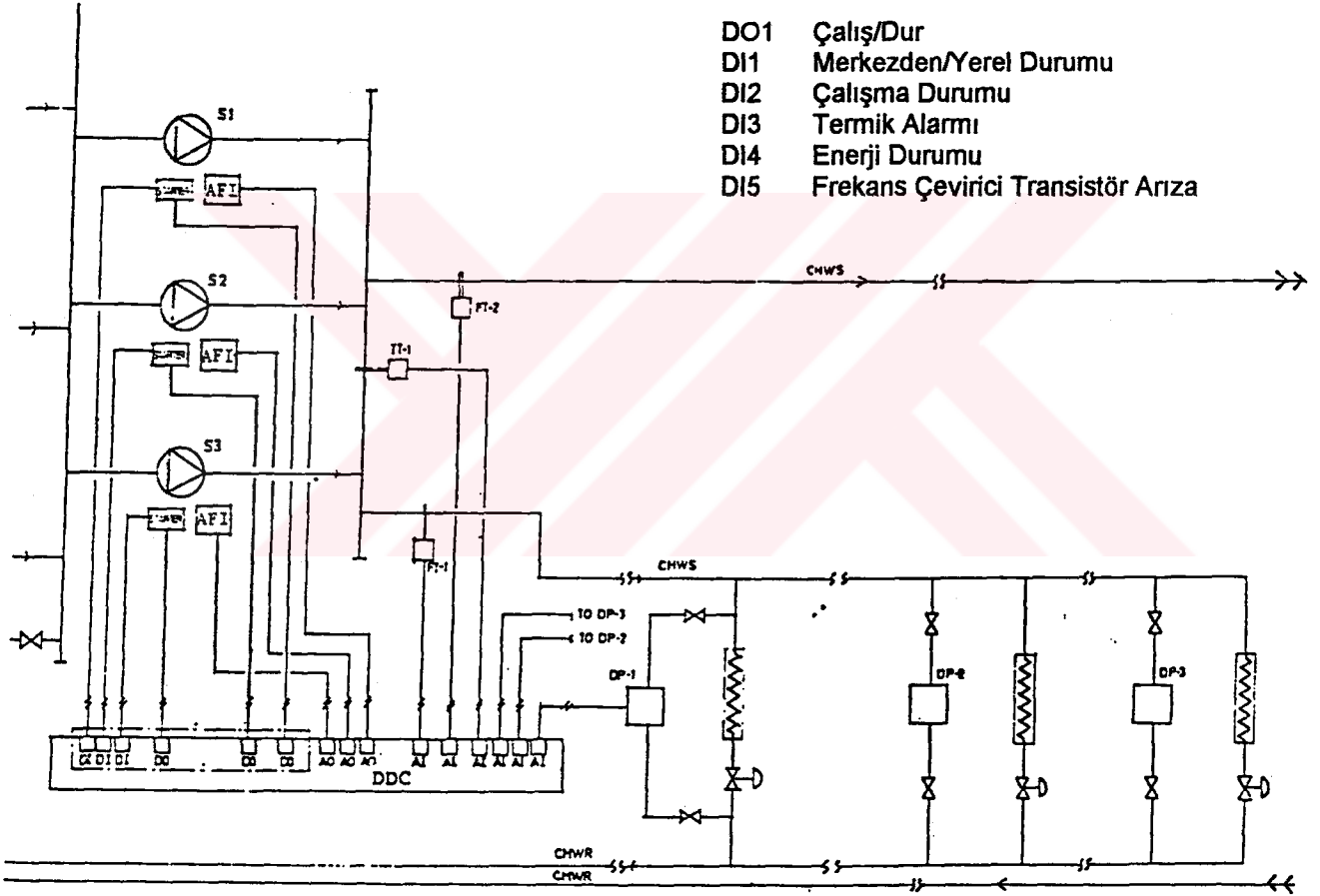
4.7. Örnek VAV Uygulaması

İncelenen binada tipik bir VAV uygulaması yapılmıştır.

Sistemdeki soğutulmuş su 3 adet 44.8 kW lık, ısıtılmış su ise 22.4 kW lık 2 adet sekonder pompa yardımıyla her kata pompalanmıştır. Taze hava

her kata 2 adet 18.7 kW lık fan yardımıyla üflenmiş ve aynı şekilde 14.9 kW lık egzost fanları yardımıyla zonlardan hava emilmiştir. Fanlar, pompalar ve 41 adet ünite frekans çeviricili ilaveli " sincap kafesli " motorlar tarafından sürülmüştür.

VAV sistemlerinde kullanılan motorlar geleneksel "sincap kafesli" sabit hızlı motorlardır ve kanal boyunca istenilen hızdaki hava akışı fan içerisindeki "inlet guide vane" ler yardımıyla yapılmaktadır. Hava akışını kontrolde diğer bir alternatif de değişken genişlikte fan kullanmaktır.



Şekil 4.30.Sekonder Soğuk Su Sistemi

Ayarlanabilir frekans dönüştürücülerin daha yaygın kullanımıyla VAV sistemlerindeki geleneksel fanlar "sincap kafesli" motorlarla sürülmeye devam etmekle beraber motor hızı oda sıcaklığı, zon basıncı ve dış hava sıcaklığı gibi değerlere göre kontrolörden gelen sinyallere göre ayarlanabilmektedir.

Primer Önkoşullandırılmış Dış Hava Sistemi

Önkoşullandırılmış dış hava, primer tip klima santralı yardımıyla her kata üflenmiştir. Şekil de prensip şeması gösterilen klima santralı aşağıda açıklandığı şekilde kontrol edilmiştir.

Yaz/kış çevrimi DDC içerisinde hazırlanan yazılım yardımıyla dış hava sensörü TT-2 den gelen bilgilere göre yaptırılmıştır. Burada genel kabul dış hava sensöründen okunan değer eğer oda içerisinde okunan değerden büyükse yaz küçükse kış olacak şekildedir. Geçiş mevsimlerinde bu değerler özellikle birbirlerine yakın olacağı için bu değişimin sık sık olmaması için araya 2 yada 3 dereceli bir histerez değeri konulur. Yazın fan çalışmaya başladığında üfleme havası sıcaklık sensörü TT-1 yardımıyla ölçülen değerler 3 yollu yada 2 yollu vananın kumandasında kullanılır. HT-1 nem sensörü ile ölçülen dış hava nemi belirlenen değerin üzerinde olduğu zaman DDC, besleme havası sıcaklık değerini aşağı çeker. Kış durumunda, fan çalışmaya başladığında besleme kanalı üzerine yerleştirilen TT-1 sensörü yardımıyla V-2 ısıtıcı 3 yada 2 yollu vanası dış hava sensöründen ölçülen değer ile kaydırılarak kumanda edilir.

Sistemde kullanılan soğutma vanası (V-1) iki yollu ve normalde açıktır. Isıtma vanası ise 2 yollu ancak normalde kapalıdır. Her iki vana motoru da fanın çalışmasına kilitlidir. Burada kullanılan sürücüler pnömatiktir ve bu nedenle DDC den gelen 2...10 V sinyalin I/P dönüştürücüler vasıtasıyla pnömatik sinyale dönüştürülmesi gerekmektedir. (E/P -1 ve E/P-2)

Basınç sensörleri PT-1 ve PT-2 beslem kanalı toplam mesfesinin 2/3'ünde yerleştirilmiştir. Ddc kontrol algoritması yardımıyla, en düşük sinyal motorun kumandası için kullanılır. Bu işlem hemen her DDC- PLC ünite içerisinde hazır olarak bulunabilen min/max seçici fonksiyon sayesinde

yapılmaktadır. Sensörlerden gelen (genellikle 4..20mA) sinyaller bu fonksiyona girilir seçilen min sinyal değeri frekans çeviricinin kontrolü için sürücüye gönderilir.

Egzost Havası Sistemi

Egzost havası her zondan egzost kanalları boyunca çekilir. Şekil 6 da prensip şeması görülen egzost fanları aşağıdaki kontrol mantığı içerisinde çalışmaktadır,

Ana egzost kanalı üzerine yerleştirilen PT statik basınç sensörü yardımıyla ölçülen basınç değeri yardımıyla egzost fanı frekans sürücüsü kumanda edilir.

Besleme Ve Dönüş Havası Sistemi

Tipik ofis katı boyunca, besleme havası her zona 12 adet çift kanal VAV ünitesi ve 7 adet tek kanal VAV ünitesi ile birlikte ısıtma ve soğutma kanalları olarak dağıtılmıştır. VAV terminallerinin herbiri zon termostatu tarafından pnömatik olarak kontrol edilmektedir. VAV üniteleri maximum ve minimum akış değerleri arasında basınçtan bağımsız olarak çalışmaktadır de karakteristikleri gösterilmektedir.

Beleme havası fanı oda sıcaklık ve dış hava sıcaklık sensörüne bağlı olarak optimum açma/kapama programı yardımıyla açılıp kapanmaktadır. Burada abhsi geçen dış hava sensörü merkezi kontrol ünitesinden data hattı boyunca gönderilmektedir.

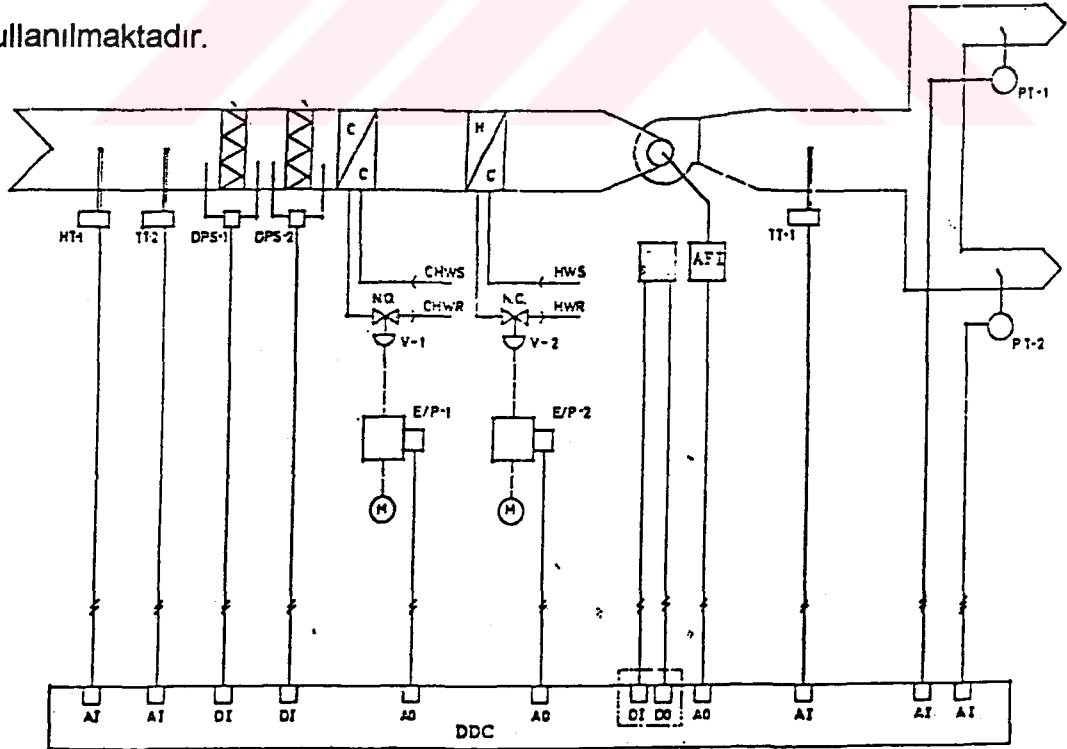
Soğutma kanalı boyunca yerleştirilen TT-1 sensörü yardımıyla ölçülen sıcaklık değeri, dönüş hkanalı üzerine yerleştirilen TT-3 sensörü yardımıyla DDC içerisinde kaydırılır ve soğutma vanasının kumandasında kullanılır.

Diğer sıcaklık sensörü TT-2 yardımıyla ısıtma kanalı sıcaklığı ölçülür ve data hattı yardımıyla sahadaki DDC ye iletilen referans dış hava sıcaklığı değeri -ki bu değer çoğunlukla TT-2 sensörünün bağlı olduğu DDC üniteye değil farklı bir DDC üniteye bağlıdır- yardımıyla dış hava kaydırması işlemi yapılarak V-2 ısıtma vanası kumanda edilir.

Isıtma ve soğutma kanallarına yerleştirilen PT-1 ve PT-2 kanallar boyunca oluşan basınç farkını ölçerek her katta oluşması istenilen basıncın sağlanması için gerekli referans değerinin DDC ünite yardımıyla tutturulmasında kullanılır. Burada ölçülen değer yardımıyla frekans çeviricilere sinyal gönderilerek fanın hız ayarı dolayısıyla kanaldaki akış hızı ayarı yapılır.

Şekil 8 de pompalar ve fanlara ait blok diagramları görünmektedir.

Primer ve egzost havası CAV (Constant Air Volume-Sabit Debili Hava) terminal üniteleri on/off tipi ve pnömatrik sürücüler yardımıyla DDC den hegelen elektronik sinyalin I/P dönüştürücü ile dönüştürülmesi sonucu kullanılmaktadır.



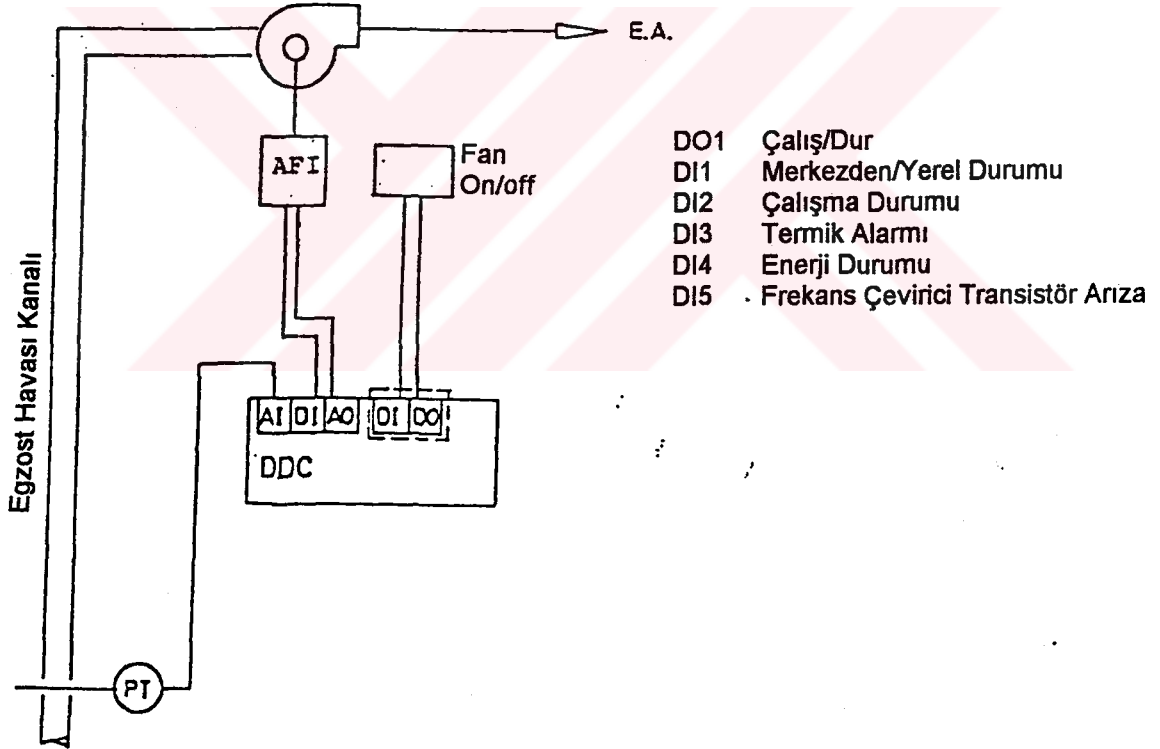
- | | |
|-----|-----------------------------------|
| DO1 | Çalış/Dur |
| DI1 | Merkezden/Yerel Durumu |
| DI2 | Çalışma Durumu |
| DI3 | Termik Alarmı |
| DI4 | Enerji Durumu |
| DI5 | Frekans Çevirici Transistör Arıza |

Şekil 4.32. Primer Hava Sistemi

4.7.2 Zon Şartlandırma Kontrolleri

Oda Nemi Kontrolü

Bu binada nem kontrolü olarak sadece dış hava neminin belirli bir değerin üzerine çıkması durumunda dış hava damperinin belirli oranda kapatılması kullanılmaktadır. Bu tür binalarda genellikle kullanılan uygulamalarda ise nem alma işlemi adı verilen önceki bölümlerde anlatılan ve soğutu serpantin yardımıyla havanın çığ noktası sıcaklığına yakın bir değere kadar getirilip tekrar ısıtılması prosedürü kullanılır. Bu şekilde sistemdeki nemin yaklaşık %25-30 oranında çekilmesi sağlanabilir.



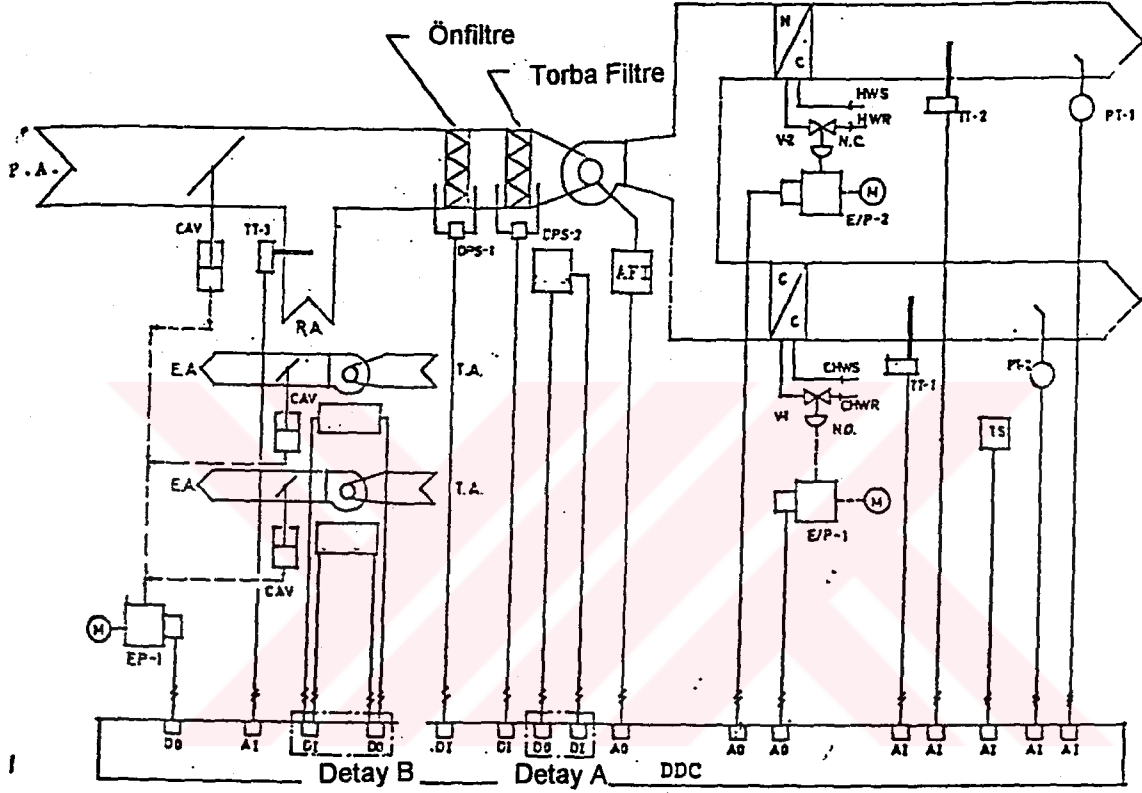
Şekil 4.33. Egzost Havası Sistemi

Bina Basınç Kontrolü

Şekil 4.34 de gösterildiği gibi primer dış hava santrali ile şartlandırılan hava CAV terminalleri yardımı ile zonlara üflenir ve aynı şekilde egzost ve

CAV terminalleri yardımıyla odadan hava çekilir. Bu terminal üniteleri belirli bir fan hızında manuel olarak ayarlanarak gidiş ve dönüş arasındaki basınç farkını istendiği düzeyde tutup bu şekilde oda içerisinde pozitif basınç oluşumunu sağlar.

Filtre Basınç Kaybının Gözlenmesi



DO1	Çalış/Dur
DO2	Yangın Alarmı
DI1	Merkezden/Yerel Durumu
DI2	Çalışma Durumu
DI3	Termik Alarmı

DO1	Çalış/Dur
DO2	Yangın Alarmı
DI1	Merkezden/Yerel Durumu
DI2	Çalışma Durumu
DI3	Termik Alarmı
DI4	Enerji Durumu
DI5	Frekans Çevirici Transistör Arıza

Şekil 4.34. Besleme Hava Sistemi

Şekil 4.32 ve 4.34 de görüldüğü gibi klima santrallerine bir kaba birde torba filtre yerleştirilmiştir. Bu filtrelerle ait kirlilik durumları belirli bir basınç değerine set edilmiş fark basınç anahtarları sayesinde kontrol edilir. Buradan gelen on/off değeri hem ana izleme monitörüne alarm olarak hem de DDC üniteye filtrenin kirlendiği ile ilgili bilginin verilmesi için gönderilir ki bu da fan

hızının artmasını sağlar. Bu şekilde filtre kirlenmesinden dolayı sistemde oluşan basınç düşümü fan hızının artırılması ile çözülmüş olur.

Çift-Kanal VAV Terminal Ünitesi

Bu terminal ünitesi kış mevsimi boyunca ısı kaybının yoğun olacağı cepheye bakan zonlar boyunca yerleştirilmiştir. Her katın kendisine ait klima santrali çalışmaya başladığında ısıtılmış ve soğutulmuş hava kanallar boyunca üflenerek bu terminallerden zon içerisine üflenir. Bu terminaller zon içerisindeki zon termostatu yardımıyla konumlanan normalde açık soğutma kanalı damperi ile normalde kapalı ısıtma kanalı damperinden aldıkları karışım havasını içeri üflerler.

Tek-Kanal VAV Terminal Ünitesi

Bu terminal üniteleri koridorlar, asansör boşlukları yada hiçbir dış duvar içermeyen iç zonlara yerleştirilmiştir. Bu zonlarda kışın dahil ısıtma gerekmemektedir. Bu karta ait klima santrali çalışmaya başladığında üfleme kanallarından gerektiğinde sadece soğuk hava üflenmektedir. Bu terminaller de diğerleri gibi oda içerisine yerleştirilmiş oda termostatları yardımıyla kumanda edilirler. Termostat tarafından set edilen değerin altındaki yada üstündeki sıcaklık değişimlerinde sisteme cevap veren VAV terminal ünitesi nedeniyle besleme kanalı boyunca statik basınç değişimleri oluşur ki bu da fanın hızının ayarlanması yardımıyla düzenlenir.

4.7.3. Enerji Tasarrufu Çalışmaları

Gece Çalışması Sırasında Bedava Soğutma

DDC yardımıyla aşağıda listesi verilen durumlardan herhangi biri olduğunda VAV terminalleri otomatik olarak kontrol edilir.

- Dış hava sıcaklığı 10°C nin üzerinde olduğunda
- Zon sıcaklığı 23.9°C nin üzerinde olduğunda
- Dış hava sıcaklığı oda sıcaklığının altında olduğunda
- Dış hava çığ nokta sıcaklığı 15.6°C nin altında olduğunda

Gece çalışması aynı şekilde aşağıdaki durumlardan biri oluştuğu zaman durur.

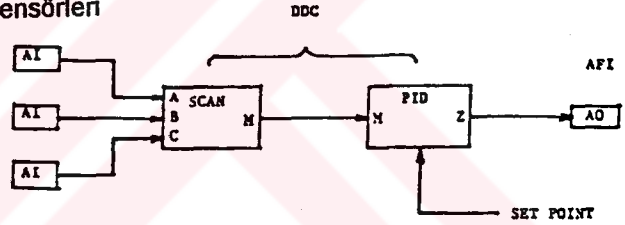
- Dış hava sıcaklığı 10°C nin altında olduğunda
- Zon sıcaklığı 23.9°C nin altına düştüğünde
- Dış hava sıcaklığı 2.8°C nin altında ve zon sıcaklığından daha düşük olduğunda
- Dış hava çığ noktası 15.6°C nin üzerine çıktığında

Fan ve Pompa Hız Kontrolü

Primer Hava Fanı:

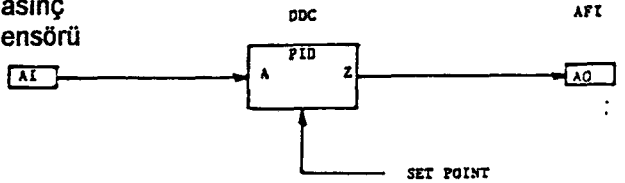
Hava akış miktarı sadece tek bir katın havalanması gibi özel bir durumda Şekil 9 da gösterilen fan eğrisindedn de görülebileceği gibi, sistemin dizayn şartı (A) noktası 1 nolu noktalı çizgide görüldüğü gibi hareket eder. Bu durumda DDC yardımıyla kumanda edilen frekans çevirici fanın hızını düşürür ve sistem dizayn noktası (A), hava shaftı basınç sensörü Noktalı çizgi sadece besleme fanı içindir. değerine bağlı olarak bir miktar kayar. Eğer bu sensör

Fark
Basınç
Sensörleri



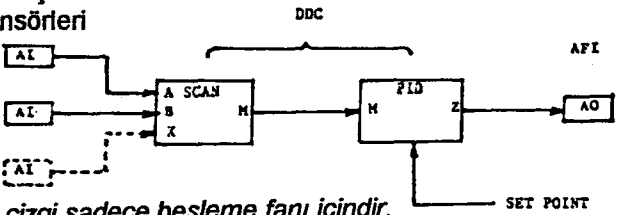
(a) Pompa Hız Kontrolü Blok Diagramı

Statik
Basınç
Sensörü



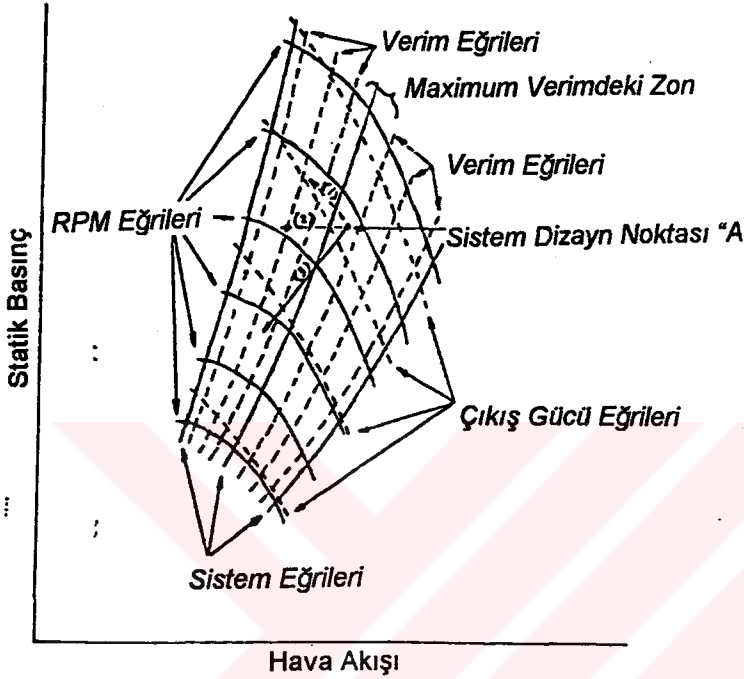
(b) Egzost Fanı Hız Kontrolü Blok Diagramı

Statik
Basınç
Sensörleri



Şekil 4.35. Pompa ve Fan Hız Kontrol Blok Diagramı

fan çıkışına yakın bir noktaya yerleştirilmişse, sistem dizayn noktası (A) 2 nolu noktalı çigi ile belirtildiği gibi sola doğru yatay bir şekilde kayar. Eğer sistemde bir değişiklik yoksa, dizayn noktası (A) sistem eğrisinin sol alt köşesi boyunca kayar ki bu da toplam verim eğrisine benzemektedir.



Şekil 4.36. Fan Eğrileri

Bu durumda sensörler primer hava şaftının 2/3 üne yerleştirilmiştir ki bu nokta basınç sensörünün daha önceden belirlenen değere göre set edildiği ve istenen değerde tutulması istenen noktadır. Ancak dizayn şartlarının altındaki düşük hızlarda statik

basınç da o oranda düşer ve sistem dizayn noktası (A) (3) nolu düz çizgide görüldüğü gibi sol alt köşeye doğru kayar.

Şekilden de görüleceği gibi (3) numaralı durum diğer iki durumdan daha ekonomik ve (A) noktasının (1) ve (2) nolu çizgilerde olduğundan daha az stabil olmayan bir noktada olmasını sağlar.

Egzost Hava Fanı: Perimer havaya benzer olarak sadece tek bir katta havalandırma yapıldığı zaman, egzost fanından geçen akış miktarı dizayn değerinin sadece %2.9 u kadardır. Şekil 9 daki referans fan eğrisine bakıldığında, egzost şaftında bulunan basınç sensörü yardımıyla ayarlanan frekans çeviricilerin etkisiyle fan çıkındaki basıncın değiştiği ve bu şekilde

sistem dizayn noktası (A) nın (3) nolu çizgi ile gösterilen sol alt köşeye kaydığı görülür.

Besleme Havası Fanı: Hava akış miktarındaki düşme nedeniyle besleme havasında uygulanacak kontrol primer ve egzost hava sistemlerinde uygulanan yöntemle benzer. Ancak tek fark VAV terminaller nedeniyle oluşan değişimin CAV terminaller nedeniyle oluşan değişimden olan farkıdır. Şekil 9 daki fan eğrisinde bu kez ısıtma ve soğutma kanalları boyunca düşen hava hızı nedeniyle dizayn noktası (A) sol alt köşeye doğru hareket eder.

Sekonder Soğuk Su ve Sıcak Su Pompaları: Şekil 4.30 ve 4.31 de görüldüğü gibi fark basınç sensörleri DP-1, DP-2 ve DP-3, sekonder soğuk su sistemi ve ısıtma sistemi içerisinde, yüke en yakın noktaya, yüke olan mesafenin 2/3 üne ve en son yük noktasına yerleştirilmişlerdir. Toplam yük miktarı, dizayn edilen tam çalışma yükünün altında olduğunda, bu sensörler yardımıyla basınç farkları DDC üniteye gönderilir ve ünite içerisinde en düşük olan fark basınç değerine göre frekans çeviriciye analog sinyal gönderilerek ısıtma ve soğutma sistemi basınç değerinin istenilen değerde tutulması sağlanmaya çalışılır.

4.8. VAV Sisteminin Modellenmesi

Bu bölümde bir VAV sisteminde kullanılan tipik bir HVAC sisteminin matematik modeli elde edilecektir. Sistemin analizi yapılırken , özellikle günümüzde kullanımda olan HVAC ünitelerinin içerdiği elemanları içermesine ve esnek olmasına özen gösterilmiştir. Prosesin bu çalışmada kapalı çevrim kontrolü yapılmamış ancak yapılması durumunda hangi kontrol büyüklüklerinin giriş olarak ve nasıl bir strateji ile kontrol edileceklerine değinilmiştir.

Sistemin tamamında modellemesi yapılan ekipmanlar;

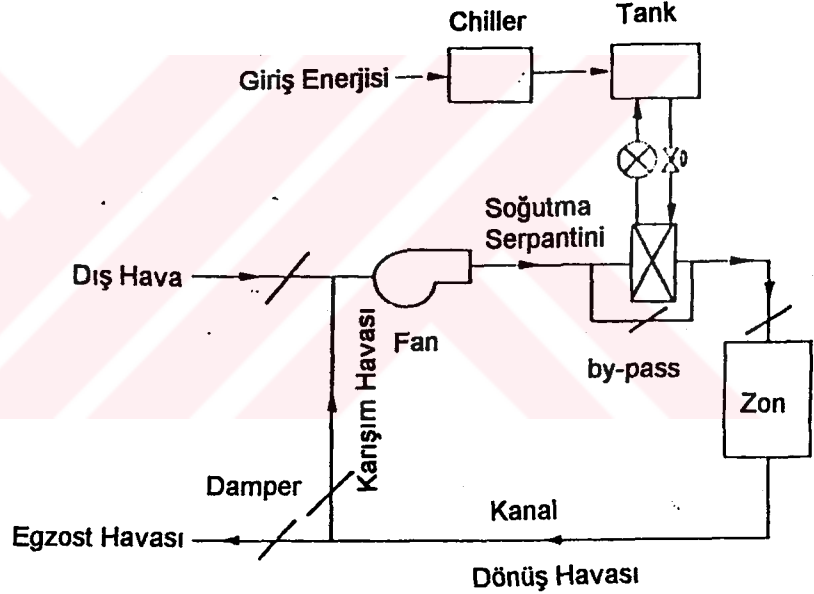
- 1- Soğutma ve nem alma serpantini
- 2- Chiller ve depolama tankı
- 3- Tekil zon dinamiği
- 4- Kanallar
- 5- Fan

VAV li sistemlerde bu değişkenlerden besleme havası miktarı, chiller giriş enerjisi ve by-pass edilen hava miktarı kontrol değişkenleri olarak kullanılabilir.

Şekil 4.37 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) Kanallar. Burada kullanılan VAV sisteminin daha iyi anlaşılabilmesi için dönüş hava kanalı boyunca çevrim incelenebilir.



Şekil 4.37. Modelenecek Sistemin Prensip Şeması

Örneğin, zondan çekilen havanın bir kısmı karışım damperleri yardımıyla beleme havası ile birleştirildikten sonra geri kalan kısmı dışarı atılmaktadır. Karışım sonucunda elde edilen sıcak ve nemli olmayan hava chillerden alınan soğutulmuş suyun soğutucu serpantine verilmesi sonucu

soğutulur ve nemi alınır. Serpantinden çıkan havanın mutlaka istenilen kuru termometre ve nem oranında olması gerekir. Burada amaç, şartlandırılan bu hava zon içerisine üflendiğinde , oda içerisindeki sıcaklık ve nem değeriyle karışıp , zonun istenilen değerlere gelmesini sağlamasıdır.

Şekilde de görüldüğü gibi, sisteme kontrol uygulandığı taktirde, 3 farklı kontrol değişkeni bulunmaktadır.

1- Besleme havası miktarı damperler yardımıyla,

2- Serpantinden çıkan hava sıcaklığı ise

- a- Damper miktarlarının ayarlanması yardımıyla
- b- Soğutma serpantinine giren su sıcaklığının ayarlanması ile
- c- Soğutma serpantinine giren su debisinin ayarlanması ile

3- Giriş enerjisi miktarı soğutma serpantininde gerekli yükün fonksiyonu olarak kontrol edilebilir.

Sistem kapalı çevrim bir sistem olarak dizayn edilirse oda içerisine sıcaklık ve nem sensörleri yerleştirilir. Burada tipik çalışma sırası ise şu şekilde oluşur. Oda içerisinde sıcaklık yükseldiğinde,

1- Zon damperleri içeriye daha fazla soğuk hava üfleyebilmek için açılır,

2- Dönüş kanalı boyunca gelen sıcak havanın karışım miktarının azaltmak için karışım damperleri kapanır.

3- Soğutma serpantini içerisinden geçen hava miktarını arttırmak ve daha fazla soğutulmuş hava elde edebilmek amacıyla by-pass damperi kısmen kapanır.

4- Chillerin enerji sarfiyatı soğutucu serpantinde gerekli ihtiyacı karşılayabilmek amacıyla artırılır.

4.8.1 Zon Modeli

Normal şartlarda, içerisinde koşullandırma yapılan bir zonun bütün bileşenleriyle matematik modelinin oluşturulması güçtür. Oda içerisine üflenen havanın tüm özellikleri biliniyor olsa bile, zon içerisinde yer kaplayan her bileşen aynı zamanda bir ısı kaynağı yada bir absorber olabilir. Aynı şekilde oda içerisinde bulunan canlıların hareketleri yada dış hava sıcaklığının mevsim normallerinden farklı bir ortalama izlemesi oluşturulan model üzerinde bozucu etki yapar. ASHRAE benzeri yayınlarda oda matematik modeli ilgili çok detaylı yada sadece yaklaşıklık sağlayabilecek birçok model yer almıştır. Burada kullanılan zon modelinde aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

- 1- Oda içerisindeki hava hızı değişimlerinin basınca etkisi olmadığı,
- 2- Dönüş kanalı dışında herhangi bir hava kaçağı olmadığı,
- 3- Radyasyondan dolayı ısı kazancı olmadığı,
- 4- Isı transferinin gerçekleştiği yüzeylerin transfer katsayılarının değişmediği,
- 5- Oda içerisinde ısı ve nem absorbe eden bir nesnenin olmadığı,
- 6- Oda içerisindeki hava akışının üniform olduğu.

Odaya ait enerji eşitliği aşağıdaki gibidir;

$$\text{oda içerisindeki enerji değişimi} = \text{Besleme Havası ile Gelen Enerji} + \text{Duvarlardan Kazanılan Enerji} + \text{Oda İçerisindeki Ekipmanların Enerjisi} - \text{Dönüş Havası ile Çekilen Enerji}$$

Bu eşitliği formüle edersek;

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} = & + \frac{(F_p)_b (h_b - h)}{(V_p)_{zon} c_p} + \frac{U A (T_o - T)}{(V_p)_{zon} c_p} + \frac{\dot{Q}_o}{(V_p)_{zon} c_p} \\ & - \frac{h_{fg} + c_{pw} T}{(V_p)_{zon} c_p} ((F_p)_b (W_b - W) + \dot{m}_o) \end{aligned} \quad (4.12)$$

Aynı şekilde zona ait kütle nem dengesini yazarsak;

$$\text{Zondaki Nem Artışı} = \text{Besleme Havası ile Verilen Nem} + \text{Zon İçindeki Ekipmanlardan Gelen Nem} - \text{Dönüş Havası ile Çekilen Nem} \quad (4.13)$$

Bu eşitliği formüle edersek;

$$\frac{dW}{dt} = \frac{(F_p)_b}{(V_p)_{zon}} (W_e - W) + \frac{\dot{m}_o}{(V_p)_{zon}} \quad (4.14)$$

$$c_p = \sum_i c_{pi} \quad (4.15)$$

(4.15) nolu eşitlikte duvar, mobilya ve diğer ekipmanlardan gelen ısı kapasiteleri toplam olarak ifade edilmiştir.

$$\rho = \frac{P}{R(T+273)} \frac{0.622}{(0.622 + W)} \sim \text{sabit} \quad (4.16)$$

Entalpi ile kuru termometre ve kütle nem oranı arasındaki ilişki;

$$h = c_{pa} T + W(h_g + c_{pw} T) \quad (4.17)$$

şeklindedir. Bu ilişki SI birimleri kullanılarak yaklaşık olarak;

$$h = T + W(2501 + 1.86 T) \text{ (kJ / kg)} \quad (4.18)$$

şeklinde de yazılabilir.

Buraya kadar kullanılan değişkenler ve indeksler aşağıda listelenmiştir.

T = Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)

t = Zaman (saniye)

h_{fg} = Suyun Gizli Isısı (J / kg)

c_{pw} = Suyun Sabit Basıncıdaki Özgül Isısı (J / kg.K)

V_{zon} = Oda Hacmi (m^3)

ρ = Havanın Yoğunluğu (kg / m^3)

c_p = Sabit Basıncıdaki Özgül Isı (J / kg.K)

F_b = Besleme Hava Debisi (m^3 / h)

W_b = Besleme Havası Kütlesel Nem Oranı ($\text{kg}_s / \text{kg}_h$)

A = Kesit Alanı (m^2)

b = Besleme Havasını Belirten İndis

h = Entalpi (J / kg - kuru hava)

$\dot{m}_o$ = Zonun İç Nem Yüğü (kg / s)

$\dot{Q}_o$ = Zonun İç Isı Yüğü (W)

R = Gaz Sabiti (J / kg.K)

U = Isı Transferi Katsayısı ($\text{W / m}^2.\text{K}$)

T_o = Dış Hava Sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

P = Basınç (MPa)

(4.12) ve (4.14) numaralı eşitlikte zona ait enerji ve kütle dengeleri verilmiştir. Ancak; Şekil 1 de de görüldüğü gibi, kanal boyunca akan havanın şartları akış boyunca sürekli olarak değişmektedir. Örneğin havanın entalpisi;

1- Kanaldaki akış süresince, kanal çevresindeki havanın sıcaklığının farklı olması nedeniyle,

2- Dış hava katılımı nedeniyle karışım hücresinde,

3- Soğutucu ve nem alıcı serpantinden sonra,

4- Fanın duyulur ısısı nedeniyle fan üzerinde değişime uğrar.

Bunun anlamı sıcaklık ve nem miktarı çevrim boyunca zamanın fonksiyonu olacak şekilde hesaplanmalıdır. Bu amaçla soğutucu ve nem alıcı serpantin, chiller ve depolama tankının, fanın ve kanalın modellenmesi de gerekmektedir.

4.8.2. Soğutucu ve Nem Alıcı Serpantin Modeli

Soğutucu serpantin perimer devre (örn chiller ünitesi) ile sekonder devre arasındaki en önemli arabirimdir.

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.

$$\frac{dT_h}{dt} + C_1 \frac{dT_h}{dy} = -\frac{C_2}{m_h} (T_h - T_{t,o}) + C_3 T_h \frac{dW_h}{dt} \quad (4.19)$$

$$\frac{dW_h}{dt} + C_4 \frac{dW_h}{dy} = -\frac{C_5}{m_h} (W_h - W_{t,o,d,t}) \quad (4.20)$$

$$\frac{dT_s}{dt} + C_6 \frac{dT_s}{dx} = \frac{C_7}{m_s} (T_{t,o} - T_s) \quad (4.21)$$

$$\frac{dT_h}{dt} + C_8 \frac{dT_{t,o}}{dt} = C_9 (T_h - T_{t,o}) + C_{10} (W_a - W_{t,o,d,t}) - C_{11} (T_{t,o} - T_s) \quad (4.22)$$

$$W_{t,o,d,t} = 7.93 \times 10^{-3} + 3.1 \times 10^{-4} T_{t,o} + 7.5 \times 10^{-6} (t_{t,o} - 53)^2 \quad (4.23)$$

Burada;

T_h = Hava Sıcaklığı

T_s = Su Sıcaklığı

$T_{t,o}$ = Tüp Yüzey Sıcaklığı

W_a = Havanın Kütlesel Nem Oranı

$W_{t,o,d,t}$ = Doyma Noktasındaki Kütlesel Nem Oranı

C_1 ve C_{11} arasındaki katsayılar aşağıdaki şekildedir;

$$C_1 = \gamma_h v_h \quad ; \quad C_2 = \frac{\gamma_h \eta_{g,top}}{C_{ph} R_h} \quad ;$$

$$C_3 = \gamma_h - 1 \quad ; \quad C_4 = \gamma_h \quad ;$$

$$C_5 = \frac{\eta_{g,top}}{C_{ph} L_e R_h} \quad ; \quad C_6 = v_s \quad ;$$

$$C_7 = \frac{1}{R_s C_s} \quad ; \quad C_8 = \frac{\eta_d + \frac{m_t C_t}{m_f C_f}}{1 - \eta_d} \quad ;$$

$$C_9 = \frac{\eta_{d,top}}{R_h (1 - \eta_d) m_f C_f} \quad ; \quad C_{10} = \frac{\eta_{g,top} \lambda}{m_f C_f L_e R_h C_{ph} (1 - \eta_d)} \quad ;$$

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

Burada;

$$\gamma_h = \text{Havanın Özgöl Isılar Oranı } \left(\frac{C_p}{C_v} \right)$$

$$v_a = \text{Hava Hızı (m / s)}$$

$$\eta_{g,top} = \text{Gizli Isı Transferindeki Toplam Kanat Verimi}$$

$$C_{ph} = \text{Havanın Sabit Basıncıdaki Özgöl Isısı (J / kg.K)}$$

$$R_h = \text{Serpantin Yüzeyindeki Hava Direnci (\Omega)}$$

$$L_e = \text{Lewis Sayısı}$$

$$v_s = \text{Soğutulmuş Su Hızı (m / s)}$$

$$R_s = \text{Serpantin Yüzeyindeki Su Direnci (\Omega)}$$

$$C_s = \text{Suyun Özgöl Isısı (J / kg.K)}$$

$$\eta_d = \text{Duyulur Isı Transferindeki Kanat Verimi}$$

$$\eta_{d,top} = \text{Duyulur Isı Transferindeki Toplam Kanat Verimi}$$

$$m_t = \text{Birim Uzunluktaki Tüp Ağırlığı (kg / m)}$$

$$C_t = \text{Tübün Özgöl Isısı (J / kg.K)}$$

$$C_f = \text{Kanatların Özgöl Isısı (J / kg.K)}$$

$$m_f = \text{Birim Uzunluktaki Kanat Ağırlığı (kg / m)}$$

$$\lambda = \text{Buharlaştırma Gizli Isısı (J / kg)}$$

(4.8.1.9) ile (4.8.1.13) arasındaki eşitlikler T_h ve W_h değerleri için çözülerek serpantin çıkış sıcaklık ve kütleli nemi bulunabilir. Burada gerekli olan serpantin giriş sıcaklığı ise chiller ve depolama tankı modellerinden elde edilecektir.

4.8.3.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

$$C_s \frac{dT_{sb}}{dt} = -U_1 U_{1,max} \xi (T_{sb} - T_{sd}) - U_c U_{c,max} P + a_{ch} (T_e - T_{sb}) \quad (4.24)$$

$$P = (P_{max} - 1) \left(1 - \frac{T_o - T_{sb}}{\Delta T_{max}} \right) \quad (4.25)$$

Burada;

T_{sb} = Serpantine Gönderien Soğutulmuş Su Sıcaklığı (°C)

T_{sd} = Serpantinden Dönen Su Sıcaklığı (°C)

P = Chiller Performans Katsayısı

a_{ch} = Tankın Isı Kaybı Katsayısı (W/°C)

T_e = Ortam Sıcaklığı (°C)

ΔT_{max} = Chillerin Max. Dizayn Sıcaklık Farkı (°C)

T_o = Sink Sıcaklığı (°C)

$U_{1,max}$ = Serpantine Giden Max. Su Debisi (kg / s)

U_1 = Kütleli Debi Kontrol Sinyali

$U_{c,max}$ = Chillere Verilecek Max. Güç (W)

U_c = Güç Kontrol Sinyali

4.8.4 Fan Modeli

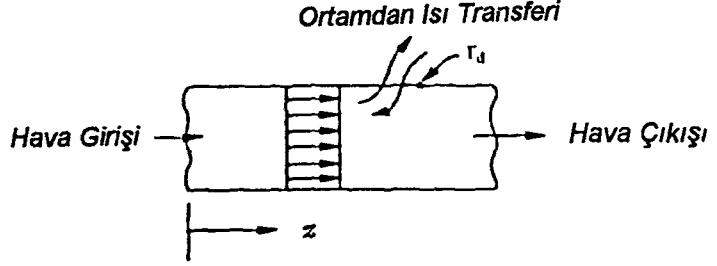
Fan tarafından havaya verilen ısı miktarı duyulur ısı olarak düşünülür. Fan motoru tarafından üretilen ısı çalışma sırasında kullanılan kapasite oranının fonksiyonudur. Şöyleki;

$$q_{fan} = q_{oran} (1.53 \times 10^{-3} + 5.2 \times 10^{-3} PLR + 1.11 PLR^2 - 0.116 PLR^3) \quad (4.26)$$

$$PLR(\text{Parçalı Akış Oranı}) = \frac{\text{Besleme Hava Akışı Oranı}}{\text{Fanın Oranlanmış Hava Akışı}} \quad (4.27)$$

4.8.5.Kanal Modeli

Bu model de aşağıdaki şekilde formüle edilebilir. Burada T_h kanal içerisindeki havanın sıcaklığı T_k ise kanal sıcaklığıdır. Kanal



Şekil 4.38.Kanal İçerisindeki Hava Akışı

içerisinde akan hava aynı zamanda ortam sıcaklığından T_o da etkilenir. Kanalin modellenmesi aşağıdaki eşitlikler yardımıyla yapılabilir;

$$\frac{dT_k}{dt} = C_{12} (T_o - T_k) + C_{13} (T_h - T_k) \quad (4.28)$$

$$\frac{dT_k}{dt} + C_{14} \frac{dT_k}{dz} = C_{15} (T_k - T_h) \quad (4.29)$$

Burada;

$$C_{12} = \frac{a_o}{\rho_k C_{p_k} d} \quad ; \quad C_{13} = \frac{a_i}{\rho_k C_{p_k} d}$$

$$C_{14} = V_h \quad ; \quad C_{15} = \frac{L a_i}{\rho_h C_p A} \quad (4.30)$$

Yukarıdaki eşitliklerde kullanılan sembollerin anlamları ise aşağıdaki şekildedir.

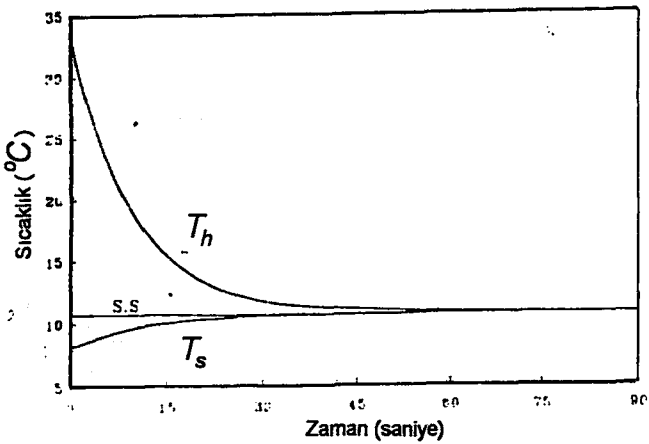
- ρ_k = Kanal Malzemesinin Yoğunluğu
 C_{p_k} = Kanal Malzemesinin Özgöl Isısı
 d = Kanal Kalınlığı
 a_i = Toplam İç Isı Taşınımı
 a_o = Toplam Dış Isı Taşınımı
 V_h = Hava Hızı
 L = Ortalama Kanal Çevre Uzunluğu
 ρ_h = Havanın Yoğunluğu
 C_{p_h} = Havanın Özgöl Isısı
 A = Kanal Kesit Alanı

4.8.6. Açık Çevrim Simülasyon Sonuçları

Serpantin, chiller, fan, kanal ve zoni için hazırlanan matematik modeller öncelikle bağımsız olarak incelenmiş daha sonra ise tüm model birleştirilmiştir.

Serpantin Modeli Simülasyon Sonuçları

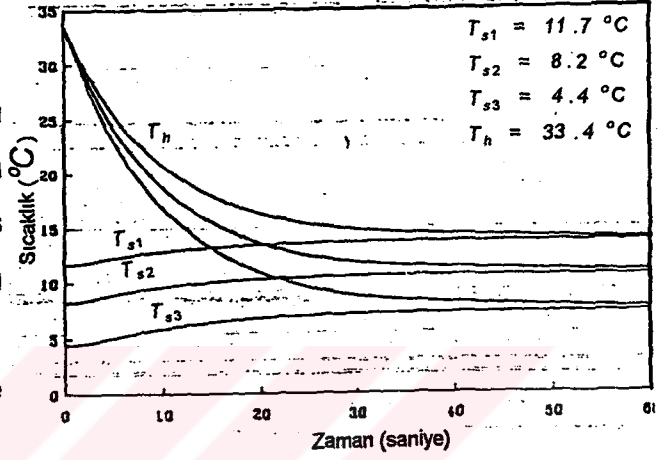
Şekil 4.39 de serpantin çıkışındaki hava sıcaklığı zamanın fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Elde edilen eğriden görüleceği üzere, başlangıç sıcaklığı olan 33.3 °C den kararlı hale geçişte elde edilen 11 °C ye kadar olan sıcaklık düşüşü



Şekil 4.39 Havanın Serpantin İçerisinde Akışı

exponansiyeldir ve ilk 15 saniye içerisinde bu düşüşün %50 si gerçekleşmiş sistemin tam kararlı hale gelebilmesi için ise 60 sn nin geçmesi gerekmiştir. Bu sonuç normal bir serpantin için beklenen bir sonuçtur.

Serpantin içerisinde geçen havanın sıcaklığının kontrolü sırasında, soğuk su debisinin sabit tutulup giriş su sıcaklığının değiştirilmesi de bir kontrol yöntemidir. Şekil 4.40 de 3 değişik giriş su sıcaklığı için elde edilen serpantin çıkış havası değerleri gösterilmiştir. Her durumda da başlangıç şartı $33.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak alınmıştır. Elde edilen eğrilerden de görüleceği üzere soğutma suyu giriş sıcaklığı düştükçe, beklendiği gibi, serpantin çıkışındaki hava sıcaklığı da düşmektedir. Daha da ötesinde havanın çıkış sıcaklığının düşüş oranı su sıcaklığı düştükçe artmaktadır. Bu etki ilk 20 saniye içerisinde açık olarak görülebilir.

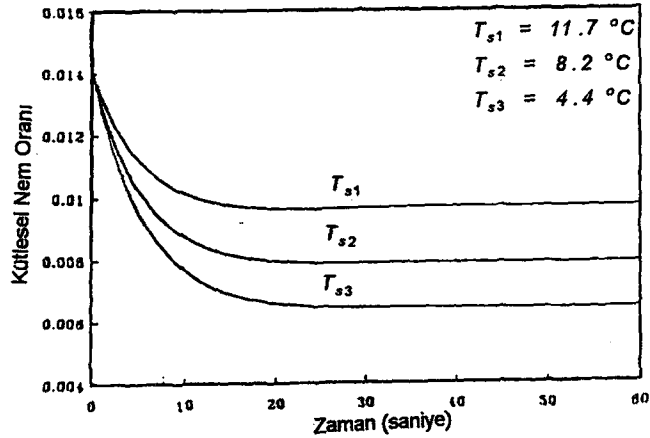


Şekil 4.40.Farklı Su Giriş Sıcaklıklarına Hava Cevabı

Şekil 4.41 de ise benzer şekilde farklı soğutulmuş su sıcaklıklarına karşılık gelen nem çıkış değerleri elde edilmiştir. Burada da beklendiği üzere düşük su sıcaklıkları yardımıyla kütesel nem oranı düşürülebilmektedir.

Zon modeli Simülasyon Sonuçları

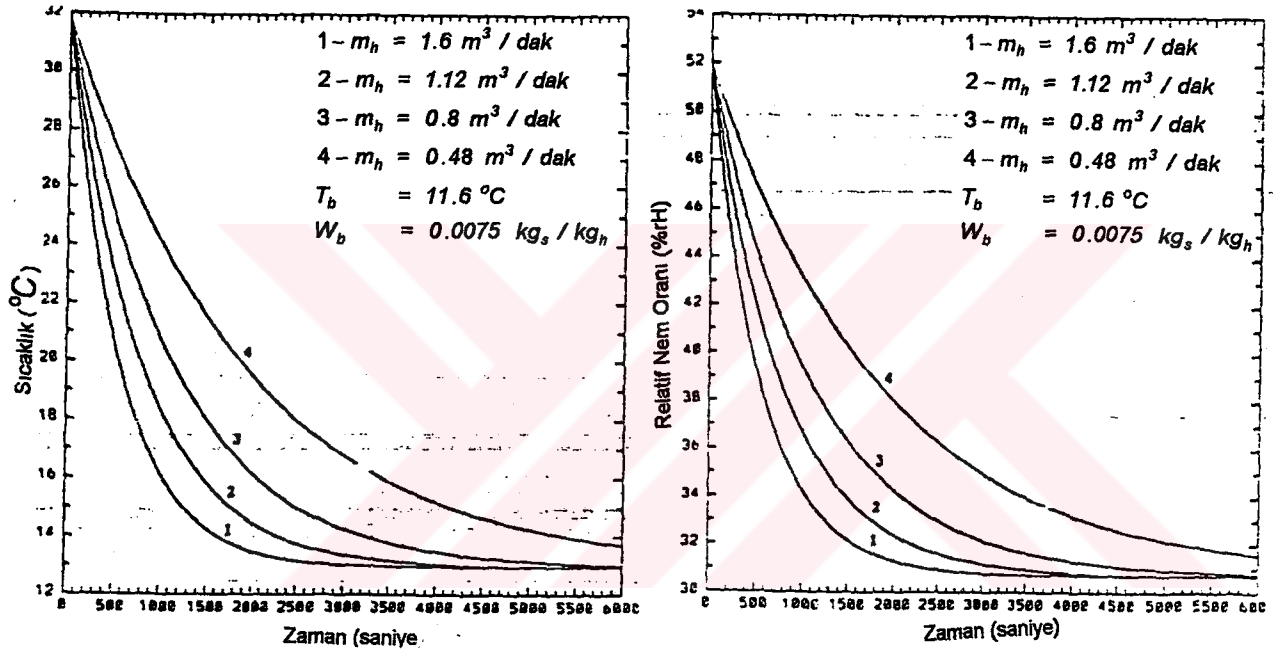
Zona ait sistemin zaman cevabını alabilmek için farklı testler yapılmıştır. Burada bahsi geçen zon 673 m^3 bir hacme sahiptir ve zona ait hava başlangıç değerleri sıcaklık için $31.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ nem değeri için ise %52 rH dir. Zona ait matematik



Şekil 4.41.Farklı Su Girişlerine Nem Cevabı

model eşitlikleri 4 farklı beslem havası debi değeri için sıcaklık ve nem değerine göre çözülmüştür. Sonuçlar şekil 6a (zon sıcaklık cevabı) ve 4.42b (relatif nem cevabı) da görülmektedir. Zona verilen besleme havası koşulları tüm test boyunca sabit kabul edilmiştir.

Beklendiği gibi zon sıcaklık ve nem değeri, besleme havası debi değeri arttıkça azalmıştır. Şekil 4.42 a daki 1 numaralı eğriden de görüleceği gibi 31.8 °C lik başlangıç değerinin set değeri olan 21 °C ye ulaşması yaklaşık olarak 500 saniye sürmüştür.



Şekil 42 ab, Farklı Besleme Havası Debilerine Karşı Zonun Sıcaklık ve Nem Cevabı

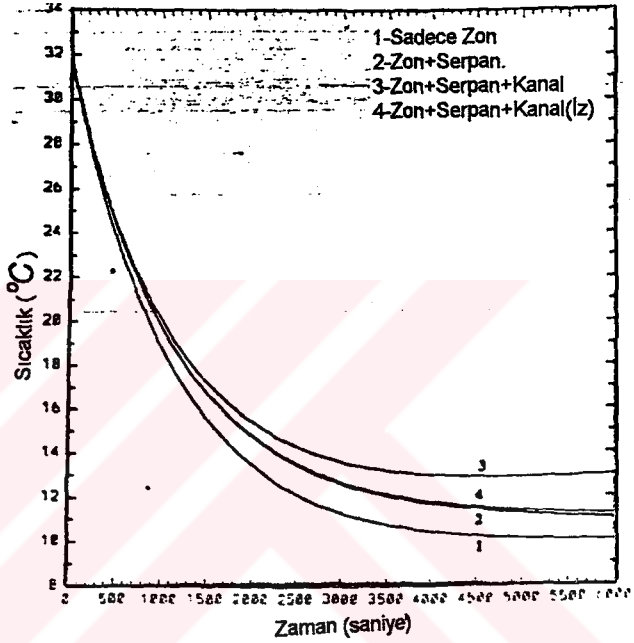
VAV Sistemin Açık Çevrim Simülasyon Sonuçları

Bu noktaya kadar ayrı ayrı modellenen ekipmanlar burada birleştirilmiş ve VAV sisteme ait toplam model elde edilmiştir.

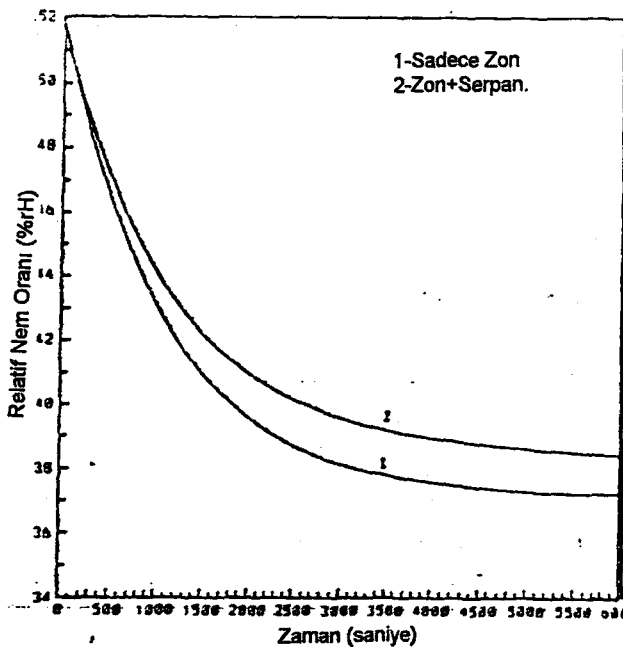
Şekil 4.43 de zona ait 4 farklı durumun cevapları bulunmaktadır. Durum 1 de sadece zon dinamiği dikkate alınmıştır. Bu durumda besleme havası akış miktarının ve şartlarının sabit olduğu farzedilmiştir. Sisteme serpantin ilave edildiğinde elde edilen sonuç ise durum 2 de görülmektedir. Artık zon sıcaklığı kararlı hale gelebilmek için serpantin dinamiğinden dolayı

daha fazla zamana ihtiyaç duymaktadır. Sisteme kanal modelinin ilavesi 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 ısıнын da sisteme verilmesine neden olmaktadır. Örneğin 1 saat sonunda durum 2 ve 3 arasındaki sıcaklık farkı 1.5°C dir. Diğer bir deyişle bir saatin sonucunda oluşan 1.5°C lık ısı artışı kanal çevresindeki şartlardan kaynaklanmaktadır. Bu artış kanalın izole edilmesi ile iyileştirilebilir.

Benzer şekilde şekil 4.44 de relatif 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 sıcaklık ta olduğu gibi besleme havası koşullarının sabit tutulduğu



Şekil 4.43. Modellerin Entegre Sıcaklık Cevabı



Şekil 4.44. Modellerin Entegre Nem Cevabı

kabul edilmiştir. Sisteme serpantin ilave edildiğinde elde edilen sonuç durum 2 de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi sisteme serpantin ilavesi ile besleme havası şartları artık değişkendir ve relatif nem cevabı durum 1 dekiye nazaran daha yavaştır.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Daha öncede belirtildiği gibi HVAC sistemlerine uygulanan kontrol stratejileri sistemin efektif kullanımında kilit noktayı oluşturur. Kao tarafından 1985 yılında yapılan çalışmada, 4 adet büyük binadaki klima santrallerine uygulanan yaygın kontrol stratejilerinin, enerji sarfiyatına olan etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar BLAST adı verilen enerji yönetim programı yardımıyla derlenmiştir. Bu şekilde HVAC sistemlerinin dizaynı ve kontrolü sırasında gözönünde bulundurulması gereken birtakım noktalar ortaya çıkmıştır;

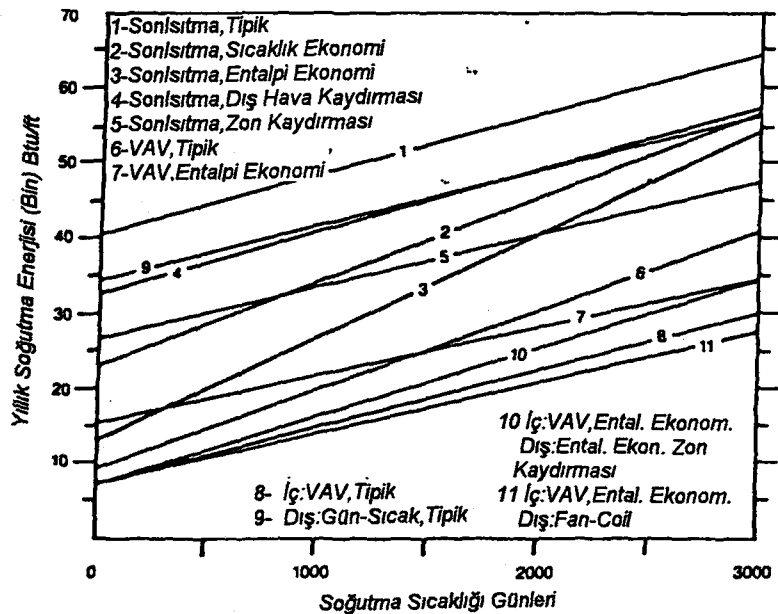
İncelenen kontrol stratejileri 2 farklı tekniği içermektedir:

1- Besleme havası sıcaklığını ya dış hava sıcaklığına yada oda ihtiyacına göre kaydırmak,

2- Yada her ikisini birden uygulamak

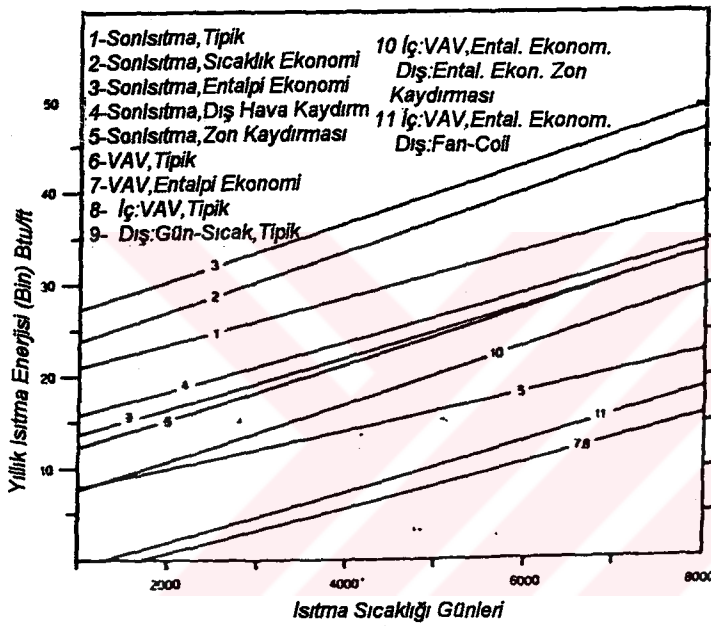
Çalışmada kullanılan ısıtma, soğutma ve fan enerji sarfiyatları, klima santralleri bazında hesaplanmış, merkezi sistemin yada dağıtım sisteminin verimi bu aşamada gözardı edilmiştir.

Şekil 1 ve 2 de (Kao 1985)



Şekil 1: Büyük Bir Binanın Soğutma Enerjisi Sarfiyatı

inceleme yapılan ofis binalarının her metrekaresi için ısıtma ve soğutma sarfiyatları gösterilmiştir. 1 den 6 ya kadar olan sistemler tüm bina için son ısıtılmalı terminal sistemleri simüle etmektedir. 2 numaralı sistemde kuru termometre ekonomi çevrimi kullanılmaktadır. Böylece daha soğuk olan dış hava yardımıyla üfleme havasının ısıtma sezonu içerisinde istenen değerde tutulması sağlanırken soğutma enerjisinden tasarruf edilmiş olur. 3 nolu entalpi ekonomi çevriminde ise daha yüksek oranda soğutma tasarrufu ve ısı kullanımı oluşur.



Şekil 2: Büyük Bir Bina'nın Isıtma Enerjisi Sarfiyatı

Isıtma enerjisinin her iki ekonomi çevriminde de artması, ekonomi çevrimi işlemi sırasında besleme havasının oransal kontrol sonucu azaltılması nedeniyle oluşmaktadır. Oda sıcaklığının ölçülmesi ile üfleme havasının kaydırılması (durum 5) , dış hava sıcaklığının ölçülmesi ile

yapılan kaydırmaya (durum 4) nazaran 2 kat daha fazla soğutma enerjisi kazanımı sağlamaktadır. Isıtmada ise durum, kaydırma oda sıcaklık sensörü ile yapıldığında çok daha çarpıcıdır. Besleme havasının kaydırılmasına entalpi ekonomi çevrimi stratejisi (durum 6) de eklendiğinde soğutma enerjisi daha yüksek oranda düşürülebilir.

Durum 7 ve 8 tüm binada VAV sistemlerini kullanmaktadır. Cephedeki zonlar kendilerine ait son ısıtıcılar ve bunlara eşlenik çalışan zon damperleri ile donatılmıştır ve bu damperlerin min %20 açıklığa kadar kapanmasına izin verilir. İç kısımdaki zonlarda ise sadece damper kontrolü bulunmaktadır.

Özel bir kontrol stratejisine sahip olmayan temel VAV sistemi (durum 7), entalpi ekonomi çevrimi ve zon ısısına göre besleme havası kaysırması içeren en iyi son ısıtılmalı sistem ile (durum 6) karşılaştırılabilecek durumdadır. VAV sistemine entalpi ekonomi çevrimi de eklendiğinde %15 ile 59 arasında soğutma enerjisi tasarruf edilebilir.

Durum 9 da cephe zonlar için çift-kanal, iç zonlar için de temel VAV sistemi kullanılmıştır. Durum 10 da ise çift kanallı (ısıtma ve soğutma için ayrı kanallar) sisteme entalpi ekonomi çevrimi ve her üfleme kanalı için odada sıcaklığından alınan değer ile kaydırma uygulandığında elde edilen sonuçtur. Cephe zonlarında ayrıca 4 hatlı ısıtma ve soğutmayı içeren fan-coilller kullanılmıştır (durum 11) ve sabit miktarda dış hava işletme süresi boyunca direkt olarak fan-coil ünitesine verilmiştir. İç kısımladaki zonlarda ise yine ekonomi çevrimi içeren VAV kontrol uygulanmıştır. Böylece elde edilen sistemin ısıtma ve soğutma sarfiyatı durum 8 deki ile benzerdir.

Buradan da görüldüğü gibi HVAC sistemlerinde VAV kontrolü ile desteklenmiş alt kontrol çevrimleri binanın toplam enerji giderlerinde önemli iyileşmelere yol açmaktadır. Bu tür sistemlerin tek dezavantajı olan kompleks yapıları ve diğer birimlerle olan ilişkileri ise yaygınlaşan ve ucuzlayan PLC teknolojisi sayesinde kolayca halledilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Zaheer-uddin M, Ph.D., Transient Response of Closed Loop VAV System, ASHRAE Transactions, 3531, 378-387,
- [2] Lo L., P.E. VAV System With Inverter-Driven AHU For High-Rise Office Building In Tropical Climates, ASHRAE Transactions, AT-90-17-3, 1209-1215
- [3] Zaheer-uddin M, Ph.D., Dynamic Model of Multizone VAV Systems For Control Analysis, ASHRAE Transactions, 3758, 219-228
- [4] Smith R.B., P.E Importance Of Flow Transmitter Selection For VAV Systems, ASHRAE Transactions, AT-90-17-4, 1218-1223
- [5] Lacey D.R., P.E. Observed Performance Of VAV Hood Controls ASHRAE Transactions, VA-89-13-1, 817-824
- [6] Chen Y.H., Ph.D. Adaptive Robust Control Scheme Applied To A Single Zone HVAC System, ASHRAE Transactions, SL-90-16-4, 896-903
- [7] Özsoy Can, Doc.Dr., Isı Değiştiricisinde Mikroişlemci Ile Sıcaklığın Optimum Kontrolü İçin PID Tipi Kontrolörün, Parametrelerinin Tayini, 60-74
- [8] Maxwell G.M, Ph.D. Dynamics And Control Of A Chilled Water Coil, ASHRAE Transactions, CH-89-23-3, 1243-1255
- [9] Ho W.F, Development And Evaluation Of A Software Package For Self Tunning Of Three Term DDC Controllers ,ASHRAE Transactions, 3674, 529-534
- [10] Englander S.L, Saving Fan Energy In VAV Systems Part 2: Supply Fan Control For Static Pressure Minimization Using DDC Zone Feedback, ASHRAE Transaction, 3544, 19-32
- [11] Zhang P.E, Ph.D. Parametric Analysis Of A Building Space Conditioned By A VAV System, ASHRAE Transaction, 3546, 43-48

- [12] Roberts A.S, Ph.D., Nonlinear Dynamics And Control For Thermal Room Models, ASHRAE Transactions, NY-91-10-4, 722-728
- [13] Özsoy Can, Self tuning control of a heating, ventilating and air-conditioning system, Proc Instn Mech Engrs Vol 207 243-251
- [14] SAUTER Volume-Flow Control for high security buildings, June 1994, Sauter Bulletin 80
- [15] SAUTER Controlled Variable Volume Systems, Problem Definition, Choice Of Sensor, Technical Information, 1985,
- [16] Lentz M.S., P.E., Adiabatic Saturation And VAV: A Prescription For Economy And Close Enviromental Control, NY-91-4-3 , 477-485
- [17] Özsoy Can, Ph.D., Self Tuning Control Of A HVAC System, Proc Instn Mech Eng. Vol 207, 243-251
- [18] Parmaksızıoğlu Cem, Doc.Dr., İklimlendirmede Optimum Kontrola Giriş, II. Ulusal Isı Kongresi, 1979, 3A-2, 106-119
- [19] Athienitis A.K., Ph.D., A Metodology For Building Thermal Dynamics Studies And Control Applications, ASHRAE Transactions, SL-90-14-4, 839-848
- [20] Kaya A., Ph.D., Microprocessor Based Temperature Control Of Liquid Delivery With Flow Reset, ASEE Annual Conference Proceedings, 1981
- [21] Kurosu S., Ph.D., CAT (Computer-Aided Tunning) Software For PID Controllers, ASHRAE Transactions, 3754, 180-189
- [22] Sandelewski A.J., P.E., Effective DDC Control In A Four-Color Rotary Printing Plant In Italy, ASHRAE Transactions, CH-89-1-4, 598-509
- [23] Norford L.K., Ph.D., Fault Detection And Load Monitoring In Ventilation Systems, ASHRAE Transactions, 3679, 590-602
- [24] Braun J.E., Ph.D, Reducing Energy Costs And Peak Electrical Demand Through Optimal Control Of Building Thermal Storage, ASHRAE Transactions, SL-90-16-2, 876-888

- [25] Mirth D.R., Ph.D., Comparison Of Methods Of Modeling The Air-Side Heat And Mass Transfer In Chilled-Water Cooling Coils, ASHRAE Transactions, 3719, 285-299
- [26] Zaheer-uddin M. Ph.D., The Design And Simulation Of A Sub-Optimal Controller For Space Heating, ASHRAE Transactions, 3677, 554-564
- [27] Mumma S.A. Ph.D., Analytical Evaluation Of Outdoor Airflow Rate Variation Vs. Supply Airflow Rate Variation In VAV Systems When The Outdoor Air Damper Position Is Fixed, ASHRAE Transactions, AT-90-17-2, 1197-1208
- [28] Snyder M.E., Cooling Cost Minimization Using Building Mass For Thermal Storage, ASHRAE Transactions, SL-90-14-3 830-838
- [29] House J.M, Optimal Control Of A Thermal System, ASHRAE Transactions, IN-91-16-1, 991-1001
- [30] Braun J.E., Ph.D., Metodologies For Optimal Control Of Chilled Systems Without Storage, ASHRAE Transactions, ASHRAE Transactions, CH-89-6-5, 652-662
- [31] Sauer H.J., Ph.D., Control Of Outdoor Air And Building Pressurization In VAV Systems, ASHRAE Transactions 3678, 565-589
- [32] Englander S.L., Saving Fan Energy In VAV Systems-Part 1: Analysis Of A Variable-Speed-Drive Retrofit, ASHRAE Transactions, 3543, 3-18
- [33] Okada T., Resarch And Development Of A Home Use VAV Air-Conditionin System, ASHRAE Transactions, 3610, 133-139
- [34] Wallenburg A.O, A New Self-Tuning Controller For Hvac System, ASHRAE Transactions, 3436, 19-25
- [35] Zhivov A.M, Ph.D, VAV Ventilation Systems For Industrial Buildings, ASHRAE Transactions, 3425, 367-372
- [36] MacArthur J.W. Ph.D., An Effective Approach For Dynamically Compensated Adaptive Control For HVAC Systems, ASHRAE Transactions, VA-89-1-1, 415-423

- [37] Crawford R.R, Ph.D., A Segmented Linear Least-Squares Modeling Procedure For Nonlinear HVAC Components, ASHRAE Transactions, 3486, 11-18
- [38] Virk G.S, A Comparison Of Predictive, PID, And On/Off Techniques For Energy Management And Control, ASHRAE Transactions, 3485, 3, 10
- [39] Parmaksızoğlu Cem, Doc. Dr. Bilgisayar Yardımı Ile Soğutucu Ve Nem Alıcı Serpantin Tasarımı, 4. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, 1990
- [40] Parmaksızoğlu Cem, Doc. Dr., Soğutucu Ve Nem Alıcı Serpantinlerin Kontrolü İçin Sayısal Örnek
- [41] Haghighat F., Ph.D., An Experimental Procedure For Deriving Z-Transfer Function Coefficients Of Building Envelope ASHRAE Transactions, 3497, 90-98
- [42] Dexter A.L., Ph.D., a robust self-tuning predictive controller for HVAC applications, ASHRAE Transactions, VA-89-1-3 431-438
- [43] Huang S, A PID-Law-Combining Fuzzy Controller For HVAC Applications, ASHRAE Transactions, IN-91-9-2, 768-774
- [44] Takahashi K, PhD, Dynamics And Control Of A Chilled-Coolant-Supply System For Electronic Equipment Cooling ASHRAE Transactions, 3675, 535-544
- [45] Seem J.E, Ph.D. Algorithms for Predicting Recovery Time from Night Setback, ASHRAE Transactions, VA-89-1-4, 439-44

ÖZGEÇMİŞ

1970 yılında Kdz.Ereğli'de doğan Ergin ÖZTÜRK ilk ve orta öğrenimini burada, lise öğrenimini ise Zonguldak Mehmet Çelikel Lisesin' de tamamladı. Daha sonra 1987 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Bölümü' ne girmeye hak kazandı. Bu bölümden 1991 yılında iyi derece ile mezun olduktan sonra, aynı yıl İTÜ yüksek lisans sınavlarını kazanarak Makina Bölümü'nde Makina Teorisi ve Kontrol Programında yüksek lisans yapmaya ve İTÜ İngilizce Hazırlık sınıflarında eğitim görmeye hak kazandı.

1995 yılında İsviçre'nin Lozan şehrinde yapılmakta olan bir bina otomasyon sistemi projesinde dizayn ve uygulama mühendisi olarak görev aldı.

Halen İsviçre ve Amerika kökenli birçok firmanın Türkiye temsilciliğini yapmakta olan EMO Ltd. Şti' nde, Otomatik Kontrol Bölümünde, Sistem Uzmanı olarak görev yapmaktadır.