

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR ISITMA VE HAVALANDIRMA SİSTEMİNİN
BULANIK MANTIK KONTROLÜ**

**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DENEYİM KURULU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Emrah SARI
503970210011**

104128

104128

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 22 Ocak 2001
Tezin Savunulduğu Tarih : 7 Şubat 2001**

Tez Danışmanı :

Y.Doç. Dr. Şeniz ERTUĞRUL

Diğer Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Aydın HIZAL (İ.T.Ü.)

Doç. Dr. Cem PARKMAKSIZOĞLU (İ.T.Ü.)

ŞUBAT 2001

ÖNSÖZ

Bu çalışmada bana yön veren değerli hocam Sn. Şeniz Ertuğrul'a ve her aşamada daima benimle olan, yardımlarını esirgemeyen nişanlım Yük. Mim. Nuray Evcil'e, kardeşim Emre Sarı'ya, sevgili anne ve babama sonsuz teşekkürlerimle...

Emrah Sarı

Ocak, 2001



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	ii
KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xiii
1. GİRİŞ	1
1.1. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı	3
2. HVAC SİSTEMLERİ ve HVAC SİSTEMLERİNİN MODELLENMESİ	4
2.1. HVAC Sistemlerinin Sınıflandırılması	5
2.2. HVAC Sistemlerinin Modellenmesi	6
2.2.1. Isıtma Serpantini Modeli	7
2.2.1.1. Etkinlik (ϵ - NTU) Metodu	8
2.2.1.2. Modelin Kurulması	9
2.2.2. Oda Modeli	15
2.2.2.1. Modelin Çıkarılışı	17
2.2.3. Boru ve Kanal Modelleri	19
2.2.4. Karışım Hücresi Modeli	23
2.2.5. Vana ve Vana Motor Elemanı Modeli	25
3. HVAC KONTROL SİSTEMLERİ	27
3.1. İkili Kontrol	27
3.2. Orantı, İntegral, Türev Etki ve Bunların Çeşitli Varyasyonları	28
3.3. HVAC Kontrol Sistemlerinin Ayarı	31
4. BULANIK MANTIK	35
4.1. Bulanık Mantık Kontrolün Avantajları	36
4.2. Bulanık Mantığın Uygulama Alanları	36
4.3. Bulanık Kümeler ve Bulanık Kümelerde Temel İşlemler	37
4.3.1. Bulanık Bağıntı	39
4.3.2. Bileşke Bulanık Bağıntı	39
4.3.3. Dilsel Değişkenler	40
4.3.4. Eğer-Öyleyse Kuralları	40
4.4. Bulanık Kontrol Organı ve Ayarı	41
4.5. Bulanık Kontrol Organlarının Tasarımı	44
4.6. Bulanık Kontrol Organının HVAC Sistemlerinde Kullanımı	45
5. BENZETİM ve UYGULAMA	46
5.1. Alt Sistemlerin Modellenmesi ve Benzetimi	48

5.1.1. Isıtma Serpantini Modeli ve Benzetimi	48
5.1.2. Oda Modeli ve Benzetimi	51
5.1.3. Kanal Modeli ve Benzetimi	53
5.1.4. Karışım Hücresi Modeli ve Benzetimi	54
5.1.5. Vana ve Motor Elemanı Modeli ve Benzetimi	54
5.2. İncelenen Sistemin Açık Çevrim Cevabı	55
5.3. İncelenen Sistemin Kontrolü	56
5.3.1. PI Kontrol	57
5.3.2. PI Tip Bulanık Kontrol	59
5.3.3. PI Kontrol İle PI Tip Bulanık Kontrol Organlarının Karşılaştırılması	61
6. SONUÇ ve ÖNERİLER	63
6.1. Öneriler	65
KAYNAKLAR	66
EKLER	69
ÖZGEÇMİŞ	74



KISALTMALAR

TEP	: Ton Eşdeğer Petrol
HVAC	: Heating Ventilating and Air Conditioning
PI	: Proportion, Integral
PID	: Proportion Derivative and Integral
LOSF	: Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı
NTU	: Number of Transfer Unit



TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo C.1 PI tip bulanık kontrol organı kural tablosu	73



ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Bir ısıtma sisteminde ısı akışı	5
Şekil 2.2 : Ele alınan ısıtma serpantininin şematik gösterimi	11
Şekil 2.3 : Dağıtıcı bir ısıtma serpantini	13
Şekil 2.4 : Basit serpantin modelinin blok diyagramı	14
Şekil 2.5 : Geliştirilmiş serpantin modelinin blok diyagramı	14
Şekil 2.6 : Hava ile şartlandırılan odanın şematik gösterimi	18
Şekil 2.7 : İçinden akışkan geçen tüpün şematik gösterimi	20
Şekil 2.8 : Karışım hücresinin şematik gösterilişi	24
Şekil 2.9 : Motor elemanı blok diyagramı	26
Şekil 3.1 : Orantı etkide kısma aralığı ve maksimum ofset	28
Şekil 3.2 : PI kontrol organı ile kontrol edilen HVAC sisteminin blok diyagramı	32
Şekil 3.3 : Kök – sıfır yerleşimi	33
Şekil 3.4 : Köklerin geometrik yeri	34
Şekil 4.1 : Boy dilsel değişkeninde tanımlanmış üyelik fonksiyonları	38
Şekil 4.2 : Bulanık kontrol sisteminin şematik gösterimi	42
Şekil 4.3 : Bulanık mantık çıkarımının (maks-min) grafiksel gösterimi	43
Şekil 5.1 : Isıtma ve havalandırılması incelenen sistemin şematik gösterimi	46
Şekil 5.2 : İncelenen sistemin MatLAB-Simulinkte gösterimi	47
Şekil 5.3 : Isıtma serpantini modelinin MatLAB-Simulinkte gösterimi	49
Şekil 5.4 : Isıtma serpantininin açık çevrim cevabı	50
Şekil 5.5 : Etkinlik yöntemi ve benzetim ile elde edilen serpantin su çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması	50
Şekil 5.6 : Etkinlik yöntemi ve benzetim ile elde edilen serpantin hava çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması	51
Şekil 5.7 : Oda modelinin MatLAB-Simulinkte gösterimi	52
Şekil 5.8 : Oda modelinin açık çevrim basamak cevabı	52
Şekil 5.9 : Kanal modelinin MatLAB-Simulinkte gösterimi	53
Şekil 5.10 : Kanal modelinin basamak cevabı	54
Şekil 5.11 : Karışım hücresi modelinin MatLAB-Simulinkte gösterimi	55
Şekil 5.12 : Vana modelinin MatLAB-Simulinkte gösterimi	55
Şekil 5.13 : Motor eleman modelinin MatLAB-Simulinkte gösterimi	55
Şekil 5.14 : Tüm sistemin açık çevrim cevabı	56
Şekil 5.15 : İntegral yığılması önlenmiş PI kontrol organı	57
Şekil 5.16 : PI kontrolü gerçekleştirilen sistemin oda ve besleme kanalı sıcaklığı cevabı	58

Şekil 5.17 : PI kontrolü gerçekleştirilen sistemin dış hava sıcaklığına karşın kontrol çıkışı	58
Şekil 5.18 : Kurulan PI tip bulanık mantık kontrol organının MatLAB-Simulinkte gösterimi	59
Şekil 5.19 : PI-bulanık kontrol sonucu sistemin oda ve besleme kanalı sıcaklığı cevabı	60
Şekil 5.20 : PI-bulanık kontrol organının dış hava sıcaklığına karşın kontrol çıkışı	60
Şekil 5.21 : PI ve PI tip bulanık kontrol organlarının kapalı çevrim cevapları	61
Şekil 5.22 : PI ve PI tip bulanık kontrol organlarının çıkış büyüklükleri	62
Şekil 6.1 : PI ve PI tip bulanık kontrol organlarının ilk çalışma saati süresince kazanı yüklemeleri	65



SEMBOL LİSTESİ

ε	: Etkinlik
$\dot{Q}$	: Isı akımı
C	: Isıl kapasite oranı
UA	: Toplam ısı transfer katsayısı
NTU	: Geçiş birimleri sayısı
$\dot{m}$	: Kütlesel debi
c	: Özgül ısı
m	: Kütle
t	: Zaman
s	: Laplace dönüşüm operatörü
K	: Kazanç
τ	: Zaman sabiti
A	: Alan
ρ	: Yoğunluk
y	: Konum
h	: Isı taşınım katsayısı
λ	: Isı iletim katsayısı
T	: Sıcaklık
$\bar{c}_p$	: Tüp malzemesinin özgül ağırlığı
L	: Boy sabiti
V	: Hız
u	: Kontrol sinyali
$m(t)$	: Kontrol organı çıkışı
$e(t)$	: Hata
Δm_{mak}	: Kısma aralığı
$C(s), c(t)$	: Kontrol organı çıkışı
$R(s), r(t)$	: Referans değeri
$G(s)$	: Transfer fonksiyonu
x	: Küme elemanı
X	: Temel küme
μ	: Üyelik fonksiyonu

BİR ISITMA VE HAVALANDIRMA SİSTEMİNİN BULANIK MANTIK KONTROLÜ

ÖZET

Enerjinin etkin kullanımı ve korunumu üzerine yapılan çalışmalar her alanda olduğu gibi toplam enerji tüketiminin % 35'ini oluşturan konut sektöründe de inceleme ve araştırma konusu olmuştur. Konut sektöründe ön plana çıkan çalışmaların önemli bir bölümü HVAC (Heating Ventilating and Air Conditioning) sistemleri üzerinde toplanmaktadır. HVAC sistemleri en genel anlamıyla; şartlandırılan mahalin sıcaklık ve nem seviyesini düzenleyen, ayrıca içeri aldığı taze hava ve filtreden geçirdiği dönüş havası karışımıyla, iç hava kalitesini istenen seviyede tutan sistemlerdir. Bu sistemlerden beklenen birincil görev sıcaklığın düzenlenmesidir. Sıcaklık kışın, ısı kaybı kadar ısıtmanın mahale verilmesi, yazın ise ısı kazancı kadar ısıtmanın mahalden çekilmesi ile düzenlenir. Fakat gerek binaların ısı karakterleri gerekse değişken dış bozucular (dış hava şartları) bu sürecin verimli bir şekilde gerçekleşmesini zorlaştırırlar. HVAC kontrol sistemlerinin görevi ise tüm bu olumsuz etkilere rağmen konfor koşullarını sağlamak ve bu işlemi enerjinin etkin kullanımı ile sürdürmektir. Bu sebeple etkili bir kontrol sistemi aynı zamanda enerji tasarrufu demektir.

HVAC sistemlerinin incelenmesinde en önemli yöntemlerden biri bu sistemlerin modellerinin kurularak benzetimlerinin gerçekleştirilmesidir. Böylece sistemlerin geçici ve sürekli durum davranışlarının yanında, kontrol edilebilirliği ve enerji etkinlikleri incelenebilir. Bu amaçla hazırlanmış bir çok paket program olmasına rağmen, bu çalışma içerisinde uygun modelleme ve benzetim teknikleri ile MatLAB-Simulink programı kullanılmıştır. Çünkü kontrol sistemlerinin tasarımı ve analizinde MatLAB programı önemli avantajlar sağlamaktadır. HVAC sistemleri oldukça karmaşık bir çok ekipmanın bir araya gelmesinden oluşur. Bu ise modellemenin önündeki en büyük engeldir. Benzetimin başarısı için, tüm sistemin cevabı üzerindeki etkileri diğerlerine göre ihmal edilebilecek boyutta olan ekipmanlar modele dahil edilmeyebilir. Bir ısıtma ve havalandırma sisteminde ön plana çıkan ekipmanlar kazan, ısıtma serpantini, kanallar, borular, karışım hücresi, üç yollu vana ve motorudur. Kontrol edilen değişkenin sıcaklık olduğu ısıtma sistemlerinde fanın mahal sıcaklığına etkisi, ısıtma serpantini veya oda modelinin etkisinin yanında ihmal edilecek boyuttadır.

Isıtma serpantini işlevsellik açısından sistemin en önemli ekipmanıdır. Bu ekipmanın modellenmesinde bir çok yöntem bulunsa da en etkin yöntem; belli kabullerle temel kütle ve ısı denge denklemleriyle elde edilen sistemin matematiksel modelinden yola çıkarak transfer fonksiyonlarının elde edilmesidir. Ayrıca modele gerçek sistemde gözlenen ölü zaman ifadesi eklenebilir.

Elde edilen sonuçlar birçok ısı transferi kitabında verilen etkinlik yöntemi ile karşılaştırılabilir. HVAC kontrol sistemlerinde mahallerin kapalı çevrim üzerinde belirgin ve dengeleyici bir etkisi vardır. Bu sebeple incelenen mahaller odalara indirgenerek modellenebilirler. Oda modellerinde özellikle duvarların çevresiyle olan

ısı etkileşimi ön plana çıkmaktadır. Duvarların çevresiyle olan ısı transferinin göz önüne alındığı fakat, ısı kapasitelerinin ihmal edildiği modeller değişken dış hava sıcaklıkları için enerji tüketiminin incelendiği kontrol uygulamaları için uygundur.

HVAC sistemlerinin açık çevrim cevapları incelendiğinde en belirgin özelliklerinden birinin içerdikleri ölü zaman terimi olduğu görülmektedir. Bu terim ise sistemdeki enerjinin aktarılmasındaki gecikmelerden kaynaklanır. Bu sebeple boru ve kanal modellerinin sistem cevabı üzerinde önemli bir etkisi görülür. Özellikle modelin basitleştirilmesi için iyi yalıtılmış kısa hatlar modellemede ihmal edilebilir.

Karışım hücresi, ısıtılan mahalden geri dönen havayı dış hava ile seyrelterek ısıtma serpantinine gönderir. Özellikle giriş hava sıcaklığına etki eden bu süreç sistemin açık çevrim cevabı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir.

HVAC sistem ve ekipmanlarının kontrolünde gözlenen yöntemler ikili kontrol, orantı, diferansiyel, integral kontrolün etkinin çeşitli varyasyonlarından en yaygın kullanıma sahip PID ve PI kontrol organlarıdır. İkili kontrol organları basit ve ucuz olmaları sebebiyle yavaş bir dinamiğe sahip olan veya etkin bir kontrolün gerekemediği uygulamalarda kullanılır. PI kontrol organları ise özellikle HVAC kontrol sistemlerinde en yaygın olarak kullanılan kontrol organıdır. HVAC sistemleri, açık çevrim cevabı ölü zaman terimi içeren, büyük zaman sabitli birinci dereceden sistem karakteristiği gösterir. Bu sebeple özellikle birinci dereceden sistemlerde gerek sürekli durum hatasına yol açmaması gerekse aşmaya neden olmaması PI kontrol organlarının yaygın kullanımını sağlamıştır. Ayrıca yavaş bir dinamiğe sahip HVAC sistemlerinde hızlı kontrol organlarına gerek duyulmaz.

PI ve PID kontrol organlarının ayarı sistem performansı için çok önemli bir yer teşkil eder. Sıkça kullanılan Ziegler – Nichols yöntemi aşmaya sebep verdiği için tercih edilmez. Özellikle, kullanılan analitik yöntemler köklerin yeri ve kök – sıfır iptali yöntemlerine dayanır ve konfor tekniği açısından istenmeyen aşmayı önlemek için sistem kritik sönümde ayarlanır.

Bulanık mantık insanın her hangi bir süreci kontrol etmedeki düşünsel ve sezgisel davranışının benzetimine dayanır. Bir başka ifadeyle bulanık mantıkta klasik mantıktaki varsayımın aksine, bir ifade doğru ve yanlış dışında her ikisini de belli oranlarda içerebilir; yani hem doğru hem de yanlış olabilir. Bu sebeple bulanık mantık otomatik kontrol başta olmak üzere, tıp, ekonomi, sosyal bilimler gibi pek çok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bulanık mantığın kontrol sistemlerine kazandırdığı en önemli avantajlar modele gerek duymadan sistemi kontrol edebilmesi, doğrusal olmayan sistemlerin kontrolünde iyi sonuçlar vermesi, ileri düzeyde bir matematik bilgisi gerektirmemesi ve basit yazılımı sayesinde yüksek performans / maliyet oranına sahip olmasıdır.

Bu çalışma kapsamında ofis olarak kullanılan bir mahalin ısıtma ve havalandırılması incelenmiş ve enerjinin etkin kullanımı için HVAC sistemlerinde yaygın olarak kullanılan PI kontrol organına alternatif olarak PI tip bulanık mantık kontrol organı denenmiştir. Elde edilen simülasyon sonuçlarına göre, PI tip bulanık kontrol organında konfor tekniğinde istenmeyen aşma görülmemektedir. Buna karşılık, PI kontrol organı küçük bir aşma yapmakta ve ayar değeri etrafında bulanık kontrol organına göre daha büyük genliklerle salınmaktadır. Yerleşme zamanı açısından da yine bulanık kontrol organı daha iyi cevap vermektedir.

Sonuç olarak PI tip bulanık kontrol organı klasik PI kontrol organına göre daha etkin ve dayanıklı bir sonuç vermiştir. Her iki kontrol sisteminin ilk çalışma saati boyunca kazandan çektikleri ısı miktarları karşılaştırılmıştır. Buna göre bulanık kontrol organının % 1.3'lk bir enerji tasarrufu sağladığı görülmüştür. Bu değerin ise piyasada iyi ayarlanmamış kontrol organlarıyla karşılaştırıldığında artacağı aıktır.



FUZZY LOGIC CONTROL OF A HEATING AND VENTILATION SYSTEM

SUMMARY

The studies about efficient use of energy and conservation of energy are considered in all fields such as residential building sector, which has a portion of % 35 of total energy consumption. Most of the studies focused in residential building sector are gathered on HVAC systems. A heating, ventilating and air conditioning system (HVAC) may be generally described as a system for transporting heat and moisture into or out of conditioned spaces. HVAC systems also function to ventilate conditioned spaces, diluting indoor air contaminants with filtered outdoor air. The primary function of these systems is regulation of temperature. In summer, heat enters the conditioned space from any number of sources and must be removed at the same rate; contrarily, in winter heat must be added to the same rate in order to maintain comfortable conditions. But it is difficult to implement this process efficiently because of building thermal characteristics and outdoor air conditions. Although these negative effects, the function of HVAC control systems is to provide comfort conditions and maintain this process by using energy efficiently. Therefore an effective control system means energy conservation.

One of the most important methods to analyze HVAC systems is to develop the model of the system and provide its simulation. So, it is possible to examine the transient and steady state response, controllability and energy efficiency of the system. Despite there are various HVAC simulation programs, in this study, MatLAB Simulink Program which has advantages in control systems' design and analysis is used with appropriate modeling and simulation techniques. HVAC systems consist of complex equipments, so this makes modeling difficult. For successful simulation, the equipment, which has less effect on the response of the total system, can be neglected. From this point of view, the most important equipments are boiler, heat exchanger, ducts and pipes, mixing chamber, three-way valve and its actuators. In a heating system, if controlled variable is temperature, the effect of fan to the indoor temperature will be less than the heat exchanger and zone effect.

Heat exchanger is the most important equipment from the point of functionality. However there are so many methods to model this equipment, the most effective one is to derive transfer function by using mathematical model of the systems which are obtained with the conservation of energy and mass. Moreover, the dead time effect observed in real system can be added to this model. The simulation results can be verified with effectiveness method, which is found in many heat transfer textbooks.

The room model often has a stabilizing influence on the control loop. Although several dynamic room models which account for the interaction between the walls and the room air in different way, the model which has the walls with neglected

thermal capacity is useful for the energy consumption at different outdoor temperature levels.

When open loop responses of HVAC systems are examined, it is seen that the dead time term is one of its outstanding properties. This term is result from the retards of energy transfer in the system. Therefore, duct and pipe models have an important influence on the system response. Especially to simplify the model good insulated short lines can be omitted in modeling.

Mixing chamber sends the air returning from heated spaces by diluting with outdoor air to heat exchanger. Especially this process, affecting the temperature of inlet air, has an impact on the open loop response of the system.

The controllers frequently used in HVAC application and its equipment are on-off, PI, PID controllers. Since on-off controllers are simple and inexpensive, they can be used in applications which have slow dynamics and are not required an effective control. PI controller has wide application area in HVAC systems. HVAC systems show a first order system characteristic with time constant which contains open loop response having dead time term. Therefore PI controllers are commonly used since they remove steady state error. Furthermore in HVAC systems having slow dynamics, fast controllers are not required.

Tuning of PI and PID controllers has an important role on system performance. Frequently used Ziegler-Nichols method is not preferred because it causes an overshoot. Analytical methods, based on root locus and pole-zero cancellation methods, are generally used and from the point of comfort technique, the system is set for critical damping in order to prevent unwanted overshoot.

Fuzzy logic imitates human decision mechanism. In other words, to the contrary of classic logic, in fuzzy logic an expression can be either true or false. So fuzzy logic is commonly used in various fields such as automatic control, medicine, economy, and social science. The advantages of fuzzy logic in control systems are controlling of the system without model, giving good results in control of non-linear systems, not being required advanced mathematic knowledge and having a high performance / cost owing to its simple algorithm.

In this study, heating and ventilation of a zone used as an office is examined and PI type fuzzy controller is tested being as an alternative to PI controller. According to the results of the simulation, it is not seen an unwanted overshoot in the control technique of PI type fuzzy controller. The response of the PI controller has a small overshoot and fluctuations around the set point with bigger amplitude than the fuzzy controller. Fuzzy controller also has a shorter settling time.

As a conclusion, PI type fuzzy controller gives more effective and robust response compare to PI controller. The amount of heat getting from the boiler during the first working hour of both control systems is compared and it is seen that fuzzy controller provides energy conservation of 1.3 %. It is clear that this value would increase when it is compared to the industrial control applications, which are not very well tuned.

1. GİRİŞ

Ticari binalar ve konutlar olmak üzere binalarda aydınlatma, ısıtma vb. amaçlarla kullanılan enerji, bir ülkede tüketilen toplam enerjinin önemli bir bölümünü oluşturur. Birleşik Devletler Ulusal Enerji Bölümü'nün (United States Department of Energy -DOE-) 1996 yılı verilerine göre Birleşik Devletler'de binalarda kullanılan enerji, ülke genelinde harcanan toplam enerjinin % 36'sına eşittir [1]. Ülkemizde ise 1995 yılı verilerine göre tüketilen 49 382 000 TEP'lük (Ton Eşdeğer Petrol) enerjinin % 35'i konut, % 34'ü sanayi, % 23'ü ulaştırma, % 5'i tarım ve % 1'i diğer sektörlerde kullanılmaktadır [2]. Özellikle 1950'li yıllardan itibaren, bozulan çevre koşullarına, giderek azalan mevcut doğal enerji kaynaklarına ve yüksek enerji maliyetlerine paralel olarak, sanayileşmiş ülkeler başta olmak üzere bütün dünyada enerji korunumu ve enerjinin etkin kullanımı giderek önem kazanmaya başlamıştır. Yine aynı sebeplerle, enerji kavramı ülke ekonomilerinde önemli bir yere gelmiş ve bu alanda oldukça kapsamlı araştırmalar yapılması gereği ortaya çıkmıştır. Bu araştırmaların başında ise, enerji tüketiminde sahip olduğu yüzde ile binalarda kullanılan enerjinin azaltılmasına yönelik çalışmalar gelmektedir.

Teknolojideki gelişmeler, bina çeşitliliği ve bina konstrüksiyonundaki yenilikler, konfor şartları, binalarda enerji tüketimini sınırlayan standartlar ve yasal mevzuatlar, HVAC (Heating Ventilating and Air Conditioning) sistemlerinin önemini arttırmış ve enerji tüketimindeki payının büyümesine sebep olmuştur [3, 4]. Bu durum ise, HVAC sistemlerinde enerji tüketiminin azaltılması için yapılan çalışmaların yoğunlaşmasını beraberinde getirmiştir. HVAC sistemlerinde söz konusu amaçla yapılan çalışmaları dört grupta toplamak mümkündür:

- HVAC sistemlerinde kullanılan fan, ısıtma eşanjörü, pompa ve diğer tüm ekipmanların performanslarının geliştirilmesine yönelik çalışmalar,
- HVAC sistemlerinde enerjinin etkin kullanımı ve korunumuna yönelik çalışmalar,

- HVAC sistemlerine ilişkin standartların ve yasal mevzuatların geliştirilmesine yönelik çalışmalar,
- Mevcut HVAC sistemlerin enerji etkin yenilenmeleri (retrofitting) çalışmaları.

Tüm bu çalışmalarda ise HVAC kontrol sistemlerinin performansının artırılması önemli bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır. Daha etkin ve dayanıklı bir HVAC kontrol organının; sistemi değişken bozucu etkenlere karşı gerekli yükte çalıştırarak enerji tasarrufu sağlaması beklenen bir sonuçtur.

Bu çalışma kapsamında bir ofisin ısıtma ve havalandırması ele alınmıştır. Bu amaçla ısıtma sistemi ve şartlandırılan mahali oluşturan; ısıtma serpantini, oda modeli, boru ve kanal modelleri, karışım hücresi modeli, vana modeli ve motor elemanı modeli incelenmiştir.

HVAC kontrol sistemlerinin yerine getirmesi beklenen en temel görevi sıcaklık kontrolüdür. Bu açıdan bakıldığında, HVAC alt sistemlerinin kontrolünde yaygın olarak kullanılan ikili kontrol, orantı etki, türev etki, integral etki ve bunların varyasyonları olan PI ve PID kontrol organlarından ve HVAC sistemlerinin genel karakteristiklerinden bahsedilmiştir. PI kontrol organı, HVAC kontrol sistemleri uygulamalarında önemli bir yere sahiptir. Bu sebeple bu çalışma içerisinde PI kontrol organlarının ayarlanması detaylıca ele alınmıştır.

Bulanık mantık kontrol organları, insanın karar verme mekanizmasını taklit edilerek oluşturulan kontrol organlarıdır. Bir başka deyişle, bulanık mantık sadece doğru ve yanlıştan oluşan klasik mantıktan farklı olarak, doğru ve yanlış aynı anda belirli oranlarda ifade edebilir. Bu sebeple, endüstrideki uygulamalarda, bulanık mantık kontrol organları kullanılarak daha başarılı sonuçlar elde edilmiştir. HVAC kontrol sistemlerinde bulanık mantık kontrolü ile ilgili çalışmalar yapılmakta olup, bu çalışma kapsamında da anlatılmıştır.

Sistemlerin performanslarının incelenmesinde en etkin yöntemlerden biri modellerinin kurulup benzetimlerinin gerçekleştirilmesidir. Burada da; ele alınan ofis ve HVAC sistemlerinin modelleri kurulmuş, bu modeller PI kontrol organı ve PI tip bulanık mantık kontrol organlarıyla kontrol edilerek, her iki sistemin performansı karşılaştırılmıştır. Böylece daha etkin bir kontrol elde edilmeye çalışılmıştır.

1.1. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Bu çalışmada, piyasada HVAC kontrol sistemlerinde yaygın olarak kullanılan PI kontrol organı ile PI tip bulanık mantık kontrol organı karşılaştırılmış ve HVAC kontrol sistemlerinde bulanık mantık kontrol organı kullanımıyla daha başarılı ve etkin bir sonuç alınması amaçlanmıştır. Ayrıca tasarlanan bulanık kontrol organı vasıtasıyla ısıtma sisteminde enerjinin daha etkin kullanımı hedeflenmiştir. Bu çalışma kapsamında ofis olarak kullanılan bir mahal ve bu mahalin ısıtma-havalandırmasında kullanılan ekipmanlar modellenmiş ve değişken dış şartlara karşı sistemin cevabı elde edilmiştir.

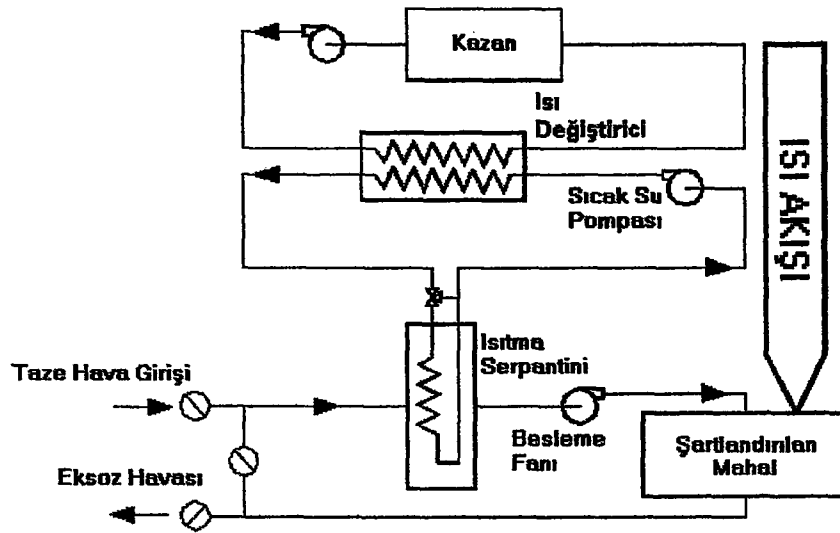


2. HVAC SİSTEMLERİ ve HVAC SİSTEMLERİNİN MODELLENMESİ

HVAC sistemleri, şartlandırılan mahalden içeri veya dışarı, sıcaklık ve/veya nem ileten sistemlerdir. Nem iletimi, buharlaşma veya yoğuşma ile mahale iletilecek havanın nemlendirilmesi veya nem alınması süreçlerini kapsar. Bu sebeple nem iletimi faz değişimini içeren bir ısı transferi sürecidir. HVAC sistemlerinin bir diğer fonksiyonu da şartlandırılan mahallerin havalandırılmasıdır. Havalandırma çoğunlukla filtreden geçirilen egzoz havasının dışarıdan alınan taze hava ile karışımı yoluyla sağlanır.

Isıtma ele alındığında; ısı, şartlandırılan mahalden soğuk ısı kaynağına (dış ortam) bir çok şekilde transfer olabilir. Burada HVAC sistemlerinin birinci görevi kaçan ısı miktarı kadar ısıyı, mahale ileterek konfor şartlarını sürdürmektir. Isı kaynağı; ısıtma serpantini, sıcak su eşanjörü veya kazan olabilir. Sıcak ısı kaynağı (kazan) ile soğuk ısı kaynağı (dış ortam) arasında transfer olan ısı, farklı akışkanlar ile taşınır. Şekil 2.1'deki bir mahalin ısıtılması için kullanılan sistem ele alındığında; kazanda üretilen ısı sıcak su ile ısı eşanjörü üzerinden ikinci bir çevrime iletilir ve ısıtma serpantininden geçen havayı ısıtır. Son olarak ısı mahale üflenen sıcak hava ile mahale taşınır. Her bir ısı transferi zorlanmış taşınım ile gerçekleşir. Bunun için sistemin işletme maliyetleri sadece ısıtma enerjisinin maliyetinden oluşmaz ayrıca akışkanların akışını sağlayan fan ve pompaların enerji maliyetlerini içerir.

HVAC sistem ve ekipmanları, bulundukları bölgenin en ağır iklim şartları göz önüne alınarak projelendirilirler. Bu iklim şartlarının yıl boyunca çok sınırlı bir süre için geçerli olması ve geri kalan süreçte değişken iklim şartlarının etkin olması, bu sistemlerin karşılayabilecekleri maksimum performansın altında değişken bir yüklemeye maruz kalmasına neden olur. Kontrol sistemlerinin en temel fonksiyonu ise, sistemin değişken yüklere karşı en etkin ve verimli şekilde çalışmasını sağlamaktır.



Şekil 2.1: Bir ısıtma sisteminde ısı akışı

2.1. HVAC Sistemlerinin Sınıflandırılması

HVAC sistemleri enerjinin taşındığı ortamlara göre sınıflandırılırlar. En genel anlamda sistem tipleri aşağıdaki gibidir [5]:

- Tam havalı sistemler
- Hava – sulu sistemler
- Tam sulu sistemler
- Paket sistemler

Tam havalı sistemler tüm şartlandırma süreçlerini hava kullanarak yapan sistemlerdir. Buradaki şartlandırma süreçleri ısıtma, soğutma, nem alma, nemlendirme, filtreleme ve havanın dağıtımıdır. Bu işlemler genellikle şartlandırılacak mahalden uzak bir merkezi istasyondaki ekipmanda yapılır. Mahalin şartlandırılması için sadece hava kullanılır ve bunun dışında mahalde başka bir ısıtma/soğutma ortamı yoktur.

Hava - sulu sistemler ısıtma ve soğutma süreçlerinin hem su hem de hava ile gerçekleştirildiği sistemlerdir. Suyun ve havanın şartlandırılması merkezi bir cihaz tarafından yapılır ve akışkan, şartlandırılacak mahalde bulunan terminallere ısıtma,

soğutma ve havalandırma için gönderilir. Soğutma ve ısıtma suyu 2 borulu change-over sistemler veya 3 / 4 borulu sürekli sistemler vasıtasıyla binaya dağıtılır.

Tam sulu sistemler; şartlandırılacak mahalde konumlandırılan terminallere sıcak veya soğuk suyun iletilmesiyle ısıtma, soğutma ve nem alma süreçlerinin gerçekleştirildiği sistemlerdir. Mekanik bir havalandırma yoktur. Bu sebeple havalandırma ihtiyacının sınırlı olduğu ve havalandırmanın enfiltrasyon ile sağlanabileceği binalarda veya mahallerde kullanılır.

Paket sistemler ise ısıtma, soğutma, havalandırma ve nem alma süreçleri hava ile gerçekleştirildiği için tam havalı sistemlere benzer. Fakat tam havalı sistemlerden farklı olarak bu sistemlerde söz konusu süreçler mahale yerleştirilen bir cihaz ile gerçekleştirilir.

2.2. HVAC Sistemlerinin Modellenmesi

Özelikle HVAC sistemlerin tasarım süreçlerini kısaltmak, kolaylaştırmak, daha başarılı ve etkin kılmak için yaygın bir inceleme sürdürülmektedir. Bu sebeple bu sistemlerin modellerinin oluşturulması ve kurulan bu modellerle analiz edilmeleri başlıca yöntemlerden biridir.

Bilgisayar destekli tasarım uygulamaları her alanda olduğu gibi HVAC sektöründe de gelişmekte ve yaygınlaşmaktadır. Böylece bir çok modelleme ve benzetim programları geliştirilmiş ve bu programlarla uygun HVAC sisteminin belirlenmesinden, sistemlerin geçici ve sürekli durum davranışlarının analizine ve enerji etkin sistemlerin tasarımına kadar çok çeşitli amaçlar için kullanımları sağlanmıştır. Ayrıca oluşturulan model ve benzetim araçları ile incelenen sistemlerin kontrol edilebilirliği ve kontrol performansları analiz edilebilir. Yaygın kullanılan başlıca programlar TRNSYS, HVACSIM+, ESP-r, EMGP 3, DOE2, BLAST ve TSBI3'dür. Hensen bu programların birbirlerine göre avantaj ve dezavantajlarını incelemiş, modelleme ve benzetim yaklaşımlarını ortaya koymuştur [6].

Bu çalışma kapsamında ise Şekil 2.1'de verilen sistemde olduğu gibi; hava-sulu bir ısıtma ve havalandırma sisteminin modeli çıkarılmıştır. Bu amaçla ele alınan sistemde yer alan elemanların modelleri oluşturulmuştur. Kurulan modeller yukarıda

belirtilen HVAC tabanlı programlar yerine bir çok mühendislik uygulamasının modelleme ve benzetiminde kullanılabilen MatLAB-Simulink programında gerçekleştirilmiştir.

2.2.1. Isıtma Serpantini Modeli

Isıtma serpantini sıcaklıkları farklı olan iki akışkan arasında ısı transferini sağlayan cihazlardır. HVAC sistemlerinde değişik boyut, kapasite ve tipte serpantinler kullanılır. Isıtma serpantininde sıcak ve soğuk akışkan birbirinden metal bir duvar ile ayrılır ve ısı, sıcak akışkandan soğuk akışkana iletim ve taşınım ile geçer.

Isıtma serpantini tipik bir ısı değiştiricisidir. Isı değiştiricileri HVAC, enerji üretimi, kimyasal süreçler ve ısı geri kazanımlı sistemler gibi oldukça çeşitli mühendislik uygulamalarında kullanılır. Bu geniş kullanım alanı ısı değiştiricilerinin performansını incelemeye yönelik yoğun bir ilginin doğmasına sebep olmuş; farklı modelleme teknikleri kullanılarak değişik tip ısı değiştiricilerin modellenmesi gerçekleştirilmiştir.

En basit metotlardan biri ısı değiştiricilerinin ölçülmüş performanslarından yola çıkmaktır. Elde edilen verilere uygun eğriler uydurulabilir ve bu polinomlar kullanılarak analizler gerçekleştirilebilir. Bulunan eğrilerin şekli, incelenen ısı değiştiricinin tipine göre değişmektedir. Farklı tip ısı değiştiriciler için elde edilen eğri ve polinomlar Stoecker'in [7] gerçekleştirdiği çalışmada verilmiştir. Bu yöntemin başlıca dezavantajları, doğru bir modelleme için çoğu zaman oldukça fazla veri gerektirmesi ve ölçüm aralığı dışındaki çalışma noktaları için verdiği cevabın belirsiz olmasıdır.

Isı değiştiricilerinin matematiksel modellerinin kurulmasında kullanılan en yaygın yöntemler birçok ısı transfer kitabında bulunan [8, 9] logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LOSF) ve etkinlik (ϵ - NTU) yöntemleridir. Bu yöntemler ısı değiştiricinin tasarımını ve akış şeklini dikkate alır. Çıkış büyüklüklerini belirlemek için ısı değiştiricisinin geometrisine bağlı olarak temel ısı ve kütle iletim bağıntılarından hesaplanan toplam ısı transfer katsayısına ihtiyaç vardır. Çoğu zaman gerek LOSF gerekse ϵ - NTU yöntemlerinde hesaplamaları kolaylaştırmak için toplam ısı transfer katsayısı sabit kabul edilir. Bu kabul kütleli debilerin değiştiği ısı değiştiricilerinde

belirgin hatalar verir. Bunun için toplam ısı transfer katsayısı çalışma şartları göz önüne alınarak belirlenmelidir [10].

Etkinlik yöntemi logaritmik ortalama sıcaklık farkı yönteminden daha elverişlidir. Bu durum LOSF yönteminin uygulanabilmesi için akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarının bilinmesi gereğinden kaynaklanır. Fakat etkinlik yönteminde sadece akışkanların giriş sıcaklıklarının bilinmesi yeterlidir.

2.2.1.1. Etkinlik (ϵ - NTU) Metodu

Bu yöntemde ısı değiştiricisinin etkinliği ϵ , (2.1) bağıntısında görüldüğü gibi, ısı değiştiricisindeki ısı akımının ($\dot{Q}$) iki akışkan arasında olabilecek maksimum ısı akımına ($\dot{Q}_{mak}$) oranı olarak tanımlanır.

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{mak}} \quad (2.1)$$

İki akışkan arasında olabilecek maksimum ısı akımı; akışkanlardan kütleli debisi ile özgül ısısı çarpımı (ısıl kapasitesi) küçük olana bağlıdır. Bu küçük ısıl kapasite (C_{min}) ile sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık farkının çarpımı ($T_{H_1} - T_{C_1}$) ise iki akışkan arasında oluşabilecek maksimum ısı akımıdır ve bağıntı (2.2) de verilmiştir.

$$\dot{Q}_{mak} = C_{min} \cdot (T_{H_1} - T_{C_1}) \quad (2.2)$$

Isı değiştiricisinin etkinliği (ϵ) biliniyorsa mevcut ısı akımı ($\dot{Q}$), (2.3) ifadesinden hesaplanabilir.

$$\dot{Q} = \epsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{H_1} - T_{C_1}) \quad (2.3)$$

Isı değiştiricilerinin etkinliği sırasıyla (2.4) ve (2.5) ifadelerinde tanımlanan ısıl kapasite oranı (C) ve ısı transferi birim sayısının (NTU) fonksiyonudur.

$$C = \frac{C_{min}}{C_{mak}} \quad (2.4)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.5)$$

Etkinlik, ısı değıştircisinin yapısına, akış şekline, ısıl kapasite oranına (C) ve ısı transferi birim sayısına (NTU) bağı olarak çeşitli abaklardan veya formüllerden belirlenebilir [8].

2.2.1.2. Modelin Kurulması

Bu çalışmada literatürde yer alan ısıtma serpantini ve ısı değıştircilerinin modelleri incelenmiştir. Bhargava, McQuiston ve Zirkle'nin önerdiği modeller gerek bir boru geçişli gerekse çok boru geçişli tip ısı değıştircileri için farklıdır ve çok boru geçişli modellerde boruların birbirine olan mesafesine göre ısıl etkileşimleri göz önüne alınır [11]. Ayrıca elde edilen transfer fonksiyonlarının giriş büyüklükleri akışkanların giriş sıcaklıkları veya giriş hızlarıdır. Bu avantajların yanı sıra modelin; akışkanların iletiminden kaynaklanan ölü zamanların birinci dereceden pade yaklaşımı ile doğrusallaştırılması, modellemede kullanılan parametrelerin oldukça fazla sayıda olması ve ayrıca ısı değıştircilerin dinamiğinde önemli bir yeri olan dağıtıcıların (header) modellemede göz ardı edilmesi gibi dezavantajları da söz konusudur.

Tobias ise boru ve kanalla birlikte basit serpantinlerin de modellenebileceği kullanışlı bir transfer fonksiyonu önermektedir [12]. Bu model tek veya bir kaç boru geçişli serpantinlerin (fan coil serpantini vb.) modellenmesinde uygun sonuçlar vermektedir.

Sorensen ve Novakovic; ise Bhargava, McQuiston ve Zirkle ile Tobias ve Borresen'nin verdiği modellerin geliştirilmiş şeklini önermektedir [13, 14]. Gerek elde edilen doğruluk ve gerekse önerilen modelin simülasyona uygun olması sebebiyle bu çalışma kapsamında bu model ele alınmıştır.

Şekil 2.2'de ele alınan ısıtma serpantinine göre:

$T_{sç}$: Su çıkış sıcaklığı (°C),

T_{sg} : Su giriş sıcaklığı (°C),

$\dot{m}_s$: Suyun kütleli debisi (kg/s),

c_{ps} : Suyun özgül ısısı (J/kg °C),

T_{hg} : Hava giriş sıcaklığı (°C),

$T_{hç}$: Hava çıkış sıcaklığı (°C),

$\dot{m}_h$: Havanın kütleli debisi (kg/s),

c_{ph} : Havanın özgül ısısı (J/kg °C),

T_s : Serpantin sıcaklığı (°C),

m_s : Serpantin kütlesi (kg),

c_{ps} : Serpantin malzemesi özgül ısısı (J/kg °C),

UA_s : Serpantin toplam UA değeri (W/°C)

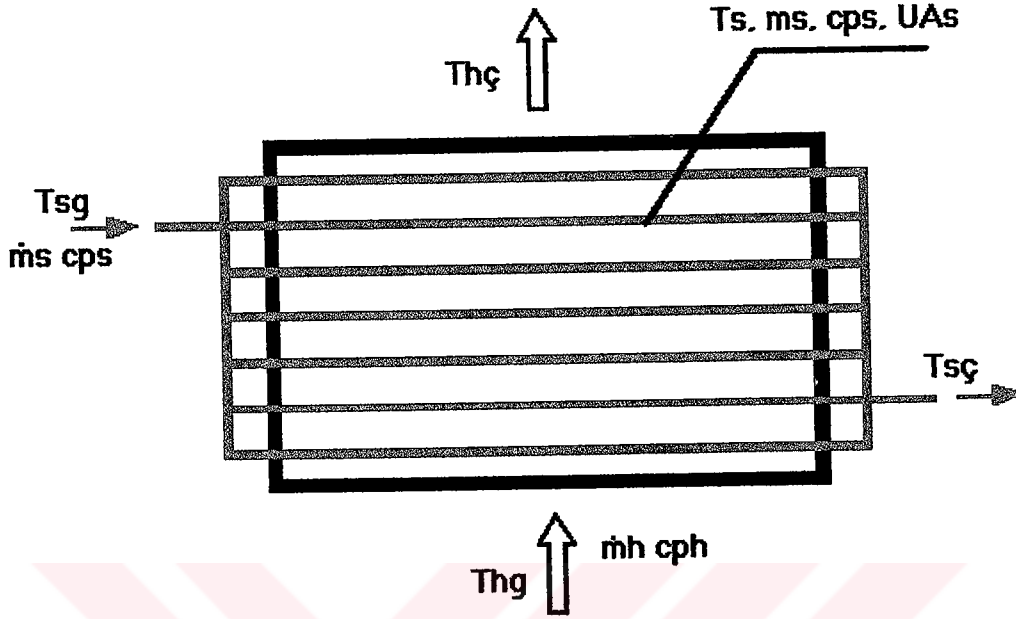
olmak üzere, eşanjör içinden geçen havanın hava giriş sıcaklığında sabit kaldığı ve eşanjör sıcaklığının eşanjör boyunca değişmediği kabul edilirse, ısı denge denklemleriyle sıcak sudan havaya transfer edilen ısı (2.6) denklemindeki gibidir.

$$\frac{d(m_s \cdot c_{ps} \cdot T_s)}{dt} = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{sg} - T_{sç}) + (UA)_s \cdot (T_{hg} - T_s) \quad (2.6)$$

Buna göre;

- Akışkanların kütleli debileri sabit olduğu ($\dot{m}_s$ =sabit, $\dot{m}_h$ =sabit),
- Isı eşanjörünün sıcaklığı ile çıkış su sıcaklığının eşit olduğu ($T_s = T_{sç}$),
- Isıtma eşanjörü ile hava arasında sürekli rejimde bir ısı transferinin gerçekleştiği,
- Çalışılan sıcaklık bölgesinde akışkanların ısı özelliklerinin sıcaklıktan bağımsız olduğu,

kabulleri yapılarak (2.6) denklemini Laplace domeninde düzenlenirse; (2.7) ve (2.8) denklemleri elde edilir.



Şekil 2.2: Ele alınan ısıtma serpantininin şematik gösterimi

$$T_{sç}(s) = G_{ss}(s) \cdot T_{sg}(s) + G_{hs}(s) \cdot T_{hg}(s) \quad (2.7)$$

$$T_{hg}(s) = G_{sh}(s) \cdot T_{sg}(s) + G_{hh}(s) \cdot T_{hg}(s) \quad (2.8)$$

Söz konusu denklemlerde;

$G_{ss}(s)$: Sudan suya ısı transferi,

$G_{hs}(s)$: Havadan suya ısı transferi,

$G_{sh}(s)$: Sudan havaya ısı transferi,

$G_{hh}(s)$: Havadan havaya ısı transferi,

transfer fonksiyonlarıdır. Bu transfer fonksiyonları ise; (2.9), (2.10), (2.11), (2.12) denklemleriyle ifade edilirler.

$$G_{ss}(s) = \frac{K_{ss}}{\tau_s \cdot s + 1} \quad (2.9)$$

$$G_{hs}(s) = \frac{K_{hs}}{\tau_s \cdot s + 1} \quad (2.10)$$

$$G_{sh}(s) = \frac{K_{sh}}{\tau_s \cdot s + 1} \quad (2.11)$$

$$G_{hh}(s) = \frac{T_a \cdot s + 1}{\tau_s \cdot s + 1} \quad (2.12)$$

Söz konusu transfer fonksiyonlarının kazançları;

$$K_{ss} = 1 - \varepsilon_s \quad (2.13)$$

$$K_{hs} = \varepsilon_s \quad (2.14)$$

$$K_{sh} = 1 - \varepsilon_h \quad (2.15)$$

$$K_{hh} = \varepsilon_h \quad (2.16)$$

şeklinde olup; zaman sabitleri ise (2.17) ve (2.18) denklemlerinde verilmiştir.

$$\tau_s = \frac{m_s \cdot c_{ps}}{\dot{m}_s \cdot c_{ps}} \cdot K_{ss} \quad (2.17)$$

$$\tau_a = \frac{1 - \varepsilon_s - \varepsilon_h}{1 - \varepsilon_s} \quad (2.18)$$

“ ε_h ” hava tarafındaki ısı transferinin, “ ε_s ” ise su tarafındaki ısı transferinin etkinliğidir ve (2.19) ile (2.20) denklemleriyle ifade edilir.

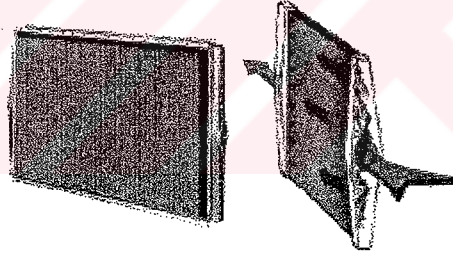
$$\varepsilon_s = \frac{T_{sg} - T_{sq}}{T_{sg} - T_{hg}} \quad (2.19)$$

$$\varepsilon_h = \frac{T_{hg} - T_{hq}}{T_{sg} - T_{hg}} \quad (2.20)$$

Toplam ısı tranfer katsayısı, (2.6) denkleminin “ ε_h ”, “ ε_s ” cinsinden düzenlenmesiyle elde edilir.

$$(UA)_s = \frac{\varepsilon_s}{1 - \varepsilon_s} \dot{m}_s \cdot c_{ps} = \frac{\varepsilon_h}{1 - \varepsilon_s} \dot{m}_h \cdot c_{ph} \quad (2.21)$$

Şekil 2.3’de verilen ısıtma serpantini gibi ele alınan ısıtma serpantinde de birincil çevrimin serpantine girdiği ve çıktığı bölgelerde; girerken akışkanı dağıtmak, çıkarken toplamak amacıyla dağıtıcılar (header) kullanılır.



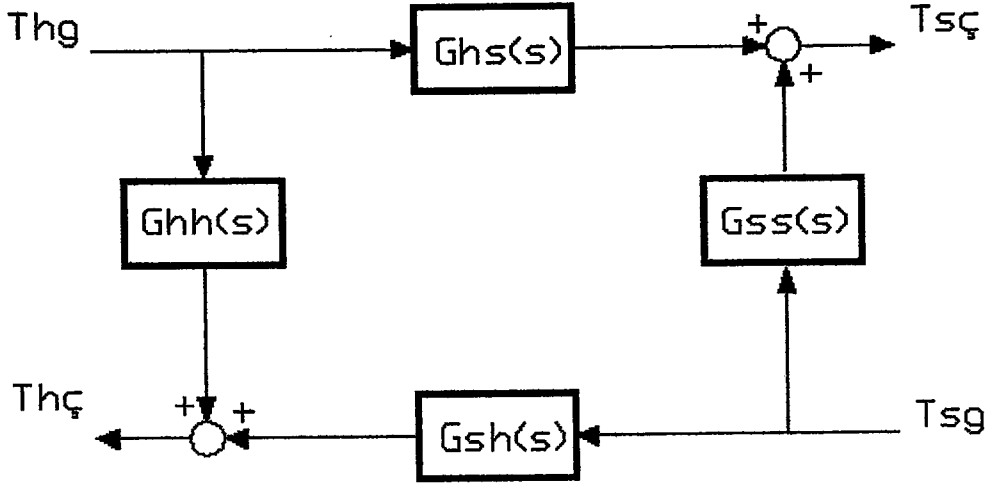
Şekil 2.3: Dağıtıcı bir ısıtma serpantini

Burada (2.8) ve (2.9) da elde edilen ve Şekil 2.4’te blok diyagramı verilen basit ısıtma serpantini modeli, dağıtıcılar (header) ve akışkanların iletiminden kaynaklanan ölü zamanlar eklenerek geliştirilecektir. Şekil 2.5’te ısıtma serpantinin geliştirilmiş modelinin blok diyagramı verilmektedir. Burada dağıtıcılar eşanjöre seri bağlanmış ve tüm bölümlere ölü zamanlar eklenmiştir.

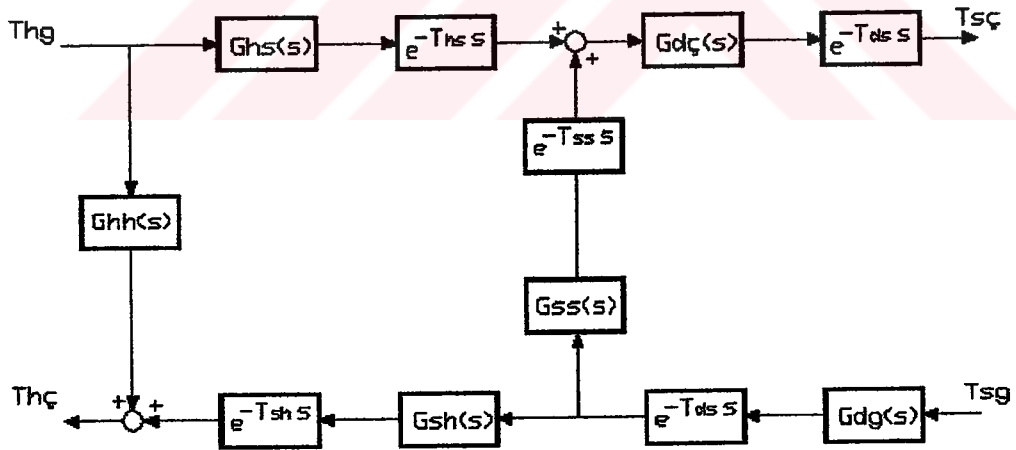
Dağıtıcı transfer fonksiyonu Sorenson’a göre;

$$G_{dg}(s) = G_{dç}(s) = \frac{1}{1 + \tau_h \cdot s} \quad (2.22)$$

olur [15]. Dağıtıcı zaman sabiti (τ_d) ise (2.23) eşitliğinde verildiği gibidir.



Şekil 2.4: Basit serpantin modelinin blok diyagramı



Şekil 2.5: Geliştirilmiş serpantin modelinin blok diyagramı

$$\tau_d = \frac{m_d \cdot c_d}{m_s \cdot c_s} \cdot \frac{r}{r-1} \cdot \left(\sum_{i=1}^{a-1} \left(\frac{1}{a-i} \right) + \frac{1}{2a} \right) \quad (2.23)$$

Burada;

m_d : Dağıtıcı metal ağırlığı (kg),

c_d : Dağıtıcı malzemesinin özgül ısısı (J/kg °C),

a : Girişin altında kalan toplam boru geçiş sayısı,

r : Toplam boru geçiş sayısı,

olarak tanımlanır.

Ölü zamanlar serpantin geometrisine bağlı olarak hesaplanabilir. Fakat bu çalışma kapsamında yaklaşık değerleri bulunacaktır. Su tarafındaki ölü zaman (T_{ss}) yaklaşık olarak serpantinindeki su kütlesinin (m_{ss}), çıkan suyun kütleli debisine ($\dot{m}_s$) oranıdır.

$$T_{ss} = \frac{m_{ss}}{\dot{m}_s} \quad (2.24)$$

Sudan havaya ve havadan suya ölü zaman ise (2.25) ve (2.26) de verilmiştir [15].

$$T_{sh} = \frac{1}{2} T_{ss} \quad (2.25)$$

$$T_{hs} = T_{sh} \quad (2.26)$$

2.2.2. Oda Modeli

Oda modeli HVAC sistemlerinde kapalı çevrim dinamiğini incelemek için gereklidir. İncelenen her bir mahal (zon), bir odaya indirgenerek analiz edilebilir. Bu da oda modellerinin önemini arttırmaktadır. HVAC kontrol sistemlerinde mahallerin kapalı çevrim üzerinde dengeleyici bir etkisi vardır [16]. Bu sebeplerle oda modelleri üzerine incelemeler yapılmış ve farklı modellerde oda sıcaklığının nasıl elde edildiği incelenmiştir.

Her ne kadar odadaki hava ile odanın duvar ve pencereleri arasındaki ısı etkileşimi esas alan bir çok model oluşturulabilse de [16-18]; kurulan tüm bu modellerde havanın çok iyi karıştığı kabulü vardır. Genel olarak oda modelleri birinci dereceden, zaman sabiti büyük transfer fonksiyonları ile temsil edilirler ve bu modeller, oluşturulurken mekanı çevreleyen duvarların ele alınışına göre üç ana grupta incelenebilirler:

- a) Duvarların göz ardı edildiği modeller,
- b) Duvarların ısı transferi açısından ele alındığı, fakat ısı kapasitelerinin göz ardı edildiği modeller,
- c) Duvarların tümüyle ele alındığı modeller.

İlk grubu oluşturan duvarların göz ardı edildiği modeller binaların sadece kısa zamanlı (0,5 – 10 dakikalık süreç) cevabının incelendiği uygulamalar için yararlı, basit modellerdir. Oda zaman sabiti, hava değişim katsayısının tersidir ve besleme kanalındaki hava sıcaklığı değişiminin, oda sıcaklığında oluşturacağı salınımları incelemek için faydalıdır. Bu sebeple HVAC kontrolünde yaygın kullanımı olan on-off kontrol organlarının analizi için uygundur.

Duvarların ısı iletimi açısından ele alındığı fakat ısı kapasitelerinin göz ardı edildiği modeller ise, nispeten hızlı, geçici rejim cevabı veren modellerdir. Söz konusu modellerde bu özellik, farklı dış sıcaklık seviyeleri için enerji tüketiminin incelendiği uygulamalarda tatmin edici sonuçlar verir.

Son grubu oluşturan duvarların tümüyle ele alındığı modellerde ise duvarın parçalı iki ifade ile ele alınması sebebiyle iki zaman sabiti vardır. Kısa zamanlı ve geçici-durum cevabı iyidir. Orta ve uzun zaman cevabı veren katsayılar ise, ele alınan modelin deneysel olarak incelenip düzeltilmesini gerektirir. Yine bu modellerde sürekli-durum cevabı çok yavaştır. Bu nedenle ikinci grupta ele alınan modellerin kontrol sistemlerinin analizinde kullanılması, kullanım kolaylığı ve ayrıca kabul edilebilir bir hataya imkan tanımaları nedeniyle uygundur [16, 17].

Bu çalışma kapsamında, incelenen mahal boyunca oda sıcaklığı aynıdır, bir başka ifadeyle, oda modeli tek bir karışım bölgesi olarak kabul edilmiştir ve değişken dış

hava sıcaklığı için sistem cevabı analiz edilmiştir. Bu sebeple ikinci grubu oluşturan bir oda modeli esas alınmıştır.

2.2.2.1. Modelin Çıkarılışı

Ele alınan sistemdeki tipik ısı ve kütle transferleri Şekil 2.6'da verilmiştir. Buna göre;

T : Oda sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$),

M_h : Odada bulunan havanın kütlesi (kg),

c_h : Havanın özgül ısısı (J/kg $^{\circ}\text{C}$),

$\dot{Q}$: Sisteme ilave olan ısı (W),

$\dot{m}_h$: Havanın kütleli debisi (kg/s),

T_{giren} : Mahale giren havanın sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$),

A : Alan (m^2),

UA_{duvar} : Duvarların toplam ısı transfer katsayısı (W/ $^{\circ}\text{C}$),

$T_{dış}$: Dış hava sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$),

$UA_{pencere}$: Pencereilerin toplam U değeri (W/ $^{\circ}\text{C}$)

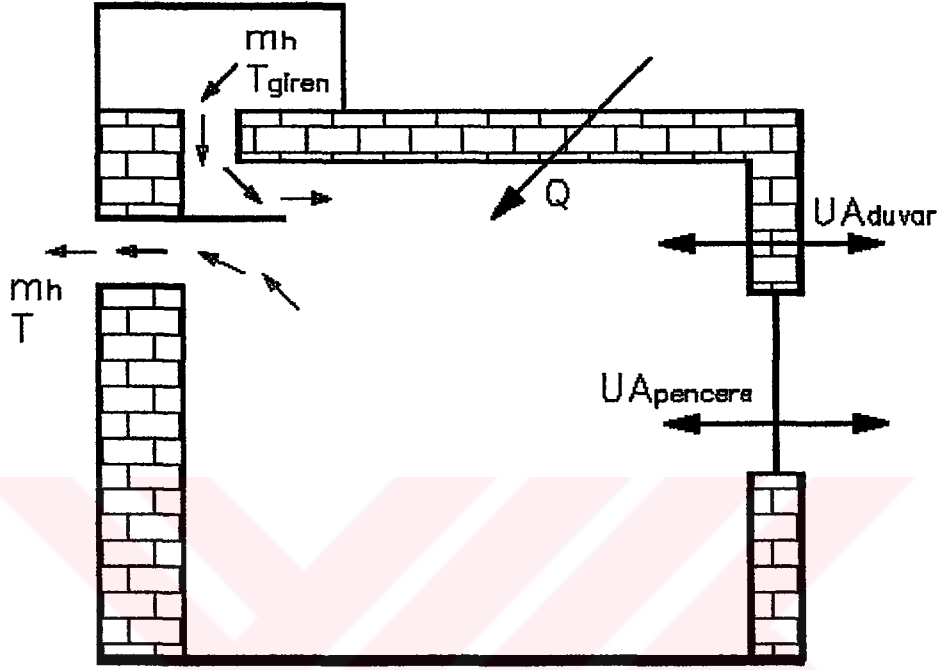
olmak üzere duvarlar ve oda içerisindeki hava arasındaki ısı etkileşim, formül (2.27)'de tanımlandığı gibidir.

$$\frac{dT}{dt} M_h \cdot c_h = \dot{Q} + \dot{m}_h \cdot c_h \cdot (T_{giren} - T) + \sum UA_{duvar} \cdot (T_{dış} - T) + \sum UA_{pencere} \cdot (T_{dış} - T) \quad (2.27)$$

(2.27) denklemini düzenlemek için birçok yöntem söz konusu olmakla birlikte, bu çalışmada zaman sabiti ve NTU (Isı Transferi Birim Katsayısı - Number of Transfer Unit) katsayıları kullanılmıştır. Zaman sabiti (τ_a), odadaki hava değişiminden

kaynaklanır ve hava değişim oranının tersidir. NTU ise, ısı değiştirici tasarımcılar tarafından iyi bilinen termodinamiksel bir tanımdır ve denklem (2.28) de verilmiştir.

$$NTU = \frac{\sum UA_{duvar} + \sum UA_{pencere}}{\dot{m}_h \cdot c_h} \quad (2.28)$$



şekil 2.6: Hava ile şartlandırılan odanın şematik gosterimi

(2.27) denkleminde söz konusu düzenleme yapıldıktan sonra (2.29) denklemi elde edilir.

$$\tau_a \cdot \frac{dT}{dt} = -(1 + NTU) \cdot T + T_{giren} + \frac{1}{\dot{m}_h \cdot c_h} \cdot \dot{Q} + \frac{\sum UA_{duvar}}{\dot{m}_h \cdot c_h} \cdot T_{dış} + \frac{\sum UA_{pencere}}{\dot{m}_h \cdot c_h} \cdot T_{dış} \quad (2.29)$$

Aynı denklemde Laplace dönüşümü yapıp düzenlenirse (2.30) denklemine ulaşılır ve böylece oda transfer fonksiyonu elde edilir.

$$T(s) = \left(\frac{1}{\tau_a \cdot s + 1 + NTU} \right) \cdot (T_{giren} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_h \cdot c_h} + \frac{\sum UA_{duvar}}{\dot{m}_h \cdot c_h} \cdot T_{dış} + \frac{\sum UA_{pencere}}{\dot{m}_h \cdot c_h} \cdot T_{dış}) \quad (2.30)$$

2.2.3. Boru ve Kanal Modelleri

Boru ve kanallar, gerek içerdikleri ölü zaman terimi, gerekse enerji ve kütle iletiminde ana eleman olarak kullanılmaları sebebiyle, HVAC sistemlerinde önemli bir yere sahiptir. Boru ve kanal modelleri üzerine araştırmalar yapılması, boru ve kanalların dinamik davranışlarının incelenmesinin yanında klima santrallerinde kullanılan ısı eşanjörlerinin veya fan coillerin çok basitçe birer çift boru olarak indirgenebilmelerinden kaynaklanır. Böylece belli bir hata payı ile boruların seri ve paralel bağlanmasından oluşan eşanjör modeli elde edilebilir [12]. Fakat bu yöntem ancak birkaç sıralı eşanjörler için geçerlidir.

Bu çalışmada boru veya kanala giren akışkanın giriş sıcaklığına göre belli bir boydaki çıkış sıcaklığını veren bir transfer fonksiyonu elde edilmiştir.

Şekil (2.7) de gösterilen akışkan taşıyan kapalı bir tüpün (boru veya kanal) etrafını saran hava sabit sıcaklıkta ve düzenli ise herhangi bir mesafedeki akışkan sıcaklığı (2.31) ve (2.32) nolu formüllerdeki gibidir.

$$\rho \cdot A \cdot c_p \frac{\partial T_a}{\partial t} + \dot{m} \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_a}{\partial y} + h_i (T_a - T_t) = 0 \quad (2.31)$$

$$d \cdot \bar{c}_p \frac{\partial T_t}{\partial t} + (h_i + h_o) \cdot T_t - h_i \cdot T_a = 0 \quad (2.32)$$

Burada;

ρ : Akışkanın yoğunluğu (kg/m³),

A : Tüpün kesit alanı (m²),

c_p : Akışkanın özgül ısısı (J/kg °C),

T_a : Akışkanın sıcaklığı (°C),

$\dot{m}_a$: Akışkanın kütleli debisi (kg/s),

y : konum (m),

h_i : Birim sıcaklık ve boy başına tüp içinde taşınan ısı (W/m °C),

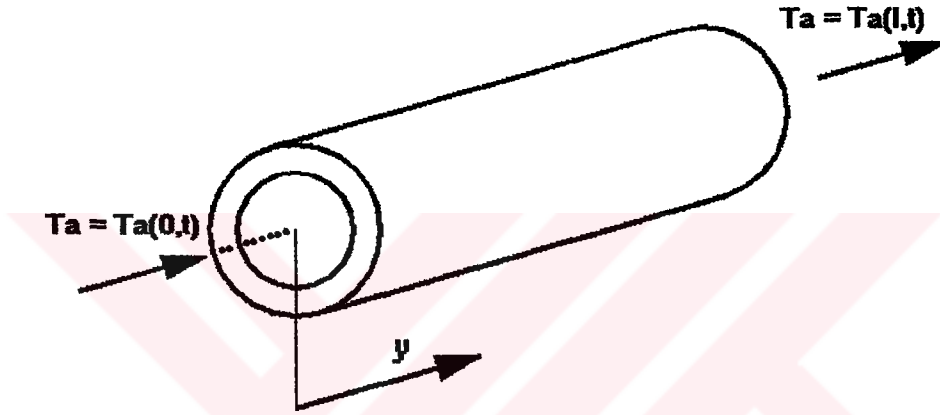
d : Tüp malzemesi birim boy ağırlığı (kg/m),

$\bar{c}_p$: Tüp malzemesinin özgül ağırlığı (J/kgC),

T_i : Tüpün sıcaklığı (°C),

λ_y : Yalıtım malzemesi ısı iletim katsayısı (W/m °C)

olarak ifade edilmektedir.



Şekil 2.7: İçinden akışkan geçen tüpün şematik gösterimi

(2.31) ve (2.32) eşitliklerinin Laplace dönüşümü alınırsa (2.33) ve (2.34) eşitlikleri elde edilir.

$$\frac{\dot{m}_a \cdot c_p}{h_i} \frac{\partial T_a}{\partial y} + T_a \left(\frac{\rho \cdot A}{\dot{m}_a} - \frac{\dot{m}_a \cdot c_p}{h_i} s + 1 \right) = T_i \quad (2.33)$$

$$T_i \cdot \left(\frac{d \cdot \bar{c}_p}{h_i + \lambda_y} s + 1 \right) = \frac{h_i}{h_i + \lambda_y} (h_i + \lambda_y) \cdot T_a \quad (2.34)$$

“L” boy sabiti (2.35) nolu formülde, “K” boyutsuz ısı transfer oranı (2.36) nolu formülde ve “ τ ” zaman sabiti (2.38) nolu formülde görüldüğü gibidir.

$$L = \frac{\dot{m}_a \cdot c_p}{h_i} \quad (2.35)$$

$$K = \frac{h_i}{h_i + \lambda_y} \quad (2.36)$$

$$\tau = \frac{d \cdot \bar{c}_p}{h_i + \lambda_y} \quad (2.37)$$

Bu üç değere ait eşitlikler (2.33) ve (2.34) nolu denklemde yerine yazılıp düzenlenirse aşağıdaki transfer fonksiyonu elde edilir (2.38). Burada “V” akışkan hızıdır (m/s).

$$\frac{T_a(y,s)}{T_a(o,s)} = e^{\left(-\frac{y}{V}s\right)} \cdot e^{\left(\frac{(1-K)y}{L}\right)} \cdot e^{\left[\frac{-K \cdot y}{L} \left(\frac{s}{s+1}\right)\right]} \quad (2.38)$$

Bu transfer fonksiyonunda $e^{\left[\frac{-K \cdot y}{L} \left(\frac{s}{s+1}\right)\right]}$ ifadesinin inceleme açısından zorluklar taşıması, bir başka ifadeyle, ters Laplace dönüşümünün alınamaması sebebiyle “pade yaklaşımı” ile düzenlenebilir.

$$\tau_1 = \tau \cdot e^{\left(\frac{-K \cdot y}{2 \cdot L}\right)} \quad (2.39)$$

$$\tau_2 = \tau \cdot e^{\left(\frac{K \cdot y}{2 \cdot L}\right)} \quad (2.40)$$

τ_1 ve τ_2 pade yaklaşımından gelen zaman sabitleri olmak üzere (2.39),(2.40) ifade aşağıdaki şekli alır (2.41).

$$e^{\left[\frac{-K \cdot y}{L} \left(\frac{s}{s+1}\right)\right]} = \frac{\tau_1 s + 1}{\tau_2 s + 1} \quad (2.41)$$

Elde edilen transfer fonksiyonu $\frac{K \cdot y}{L} \leq 2$ olduğu sürece yaklaşık % 10 hata ile geçerlidir [12]. Burada hata oranını azaltmak için, uzun boru ve kanallar küçük parçalar halinde modellenebilir.

Transfer fonksiyonunu oluşturan ifadeler tek tek incelendiğinde;

- $e^{\left(\frac{y}{v \cdot s}\right)}$ akışkan hızı ile akışkanın kat edeceği yola bağlı ölü zamanı ifade eder.
- $e^{\left(\frac{(1-K)y}{L}\right)}$ sistemin kazancıdır. Akışkanın çevresi ile ısı transferi vasıtasıyla gerçekleşen ısı kaybı veya kazancını içerir.
- $\frac{\tau_1 s + 1}{\tau_2 s + 1}$ sistemin geçici-durum cevabını verir.

Kurulan sistemdeki kazancı ifade eden bölüm, gerek ısıtma ve soğutmada kullanılan ısı yalıtımı yapılmış olan kanal ve borularda ihmal edilemeyecek bir hataya neden olması, gerekse dış hava değişimini göz ardı etmesi sebebiyle tekrar ele alınmıştır.

Boru veya kanalın çevresi ile gerçekleşen ısı transferi (2.42) formülündeki gibi ifade edilebilir.

$$Q = UA_{kanal / boru} \cdot (T_{dış} - T_{iç}) \quad (2.42)$$

Burada yalıtım uygulaması nedeniyle kanala giren hava sıcaklığının sürekli-durumda fazla değişmediği kabul edildiği için giren ve çıkan hava sıcaklığının aritmetik ortalaması kullanılmamıştır. Sistemin çevre ile yaptığı ısı transferi sonucunda iç enerjideki değişim göz önüne alınarak çıkış hava sıcaklığı elde edilebilir.

$T_{çıkış}$: Tüpten çıkan akışkan sıcaklığı (°C),

T_{giren} : Tüpe giren akışkan sıcaklığı (°C),

$T_{dış}$: Tüpü saran dış hava sıcaklığı (°C)

olmak üzere çıkış sıcaklığı (2.43) eşitliğinde ifade edilmiştir.

$$T_{\text{çıkış}} = T_{\text{giren}} \left((T_{\text{dış}} - T_{\text{giren}}) \cdot \frac{UA_{\text{kanal / boru}}}{\dot{m}_h \cdot c_h} \right) \quad (2.43)$$

2.2.4. Karışım Hücresi Modeli

Karışım hücresi, klima santralinin dış hava ile dönüş havasının belirli oranlarda karıştırıldığı bölümdür. Karışımı yönlendiren dış hava ve eksoz havası damperleri yaygın olarak ekonomizer çevrim kontrolü ile sürülürler. Bu kontrolde amaç dış havayı ekonomik olduğu zaman kullanmaktır. Karışım havasının iyi bir sistem performansı için 50 ile 60°F (10 – 18 °C) arasında olması istenir [19]. Fakat bu şartlar sağlanırken mahal için gerekli minimum taze hava ihtiyacı da karşılanmalıdır.

Şekil 2.8’de ele alınan karışım hücresinde, sıcaklık değişimlerine bağlı olarak havanın özgül ısısındaki değişimlerin küçük olduğu kabul edilirse ısı dengesinden (2.44) eşitliği elde edilir.

$$\dot{m}_h \cdot c_h \cdot T = \dot{m}_{h_1} \cdot c_h \cdot T_{\text{dış}} + \dot{m}_{h_2} \cdot c_h \cdot T_e \quad (2.44)$$

Burada;

T : Karışım hava sıcaklığı (°C),

T_e : Egzoz havası sıcaklığı (°C),

$T_{\text{dış}}$: Dış hava sıcaklığı (°C),

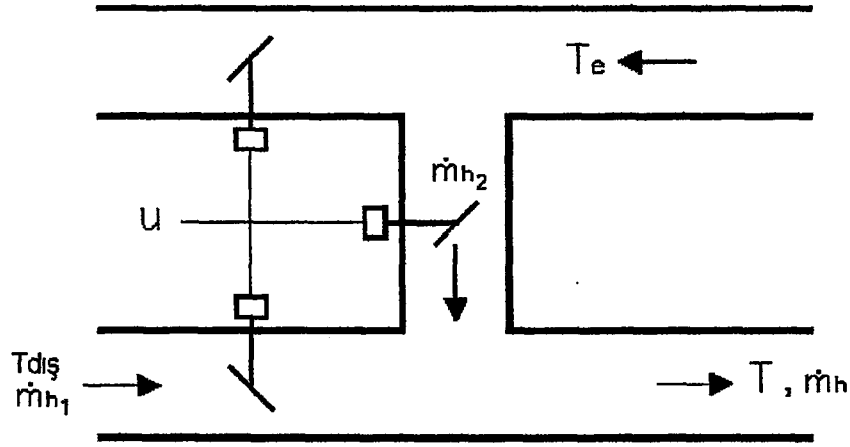
$\dot{m}_h$: Karışım hava kütleli debisi (kg/s),

$\dot{m}_{h_1}$: Karışım hücresinin 1 numaralı kolundaki hava kütleli debisi (kg/s),

$\dot{m}_{h_2}$: Karışım hücresinin 2 numaralı kolundaki hava kütleli debisi (kg/s),

c_h : Havanın özgül ısısı (J/kg °C)

olarak ifadelendirilmiştir.



Şekil 2.8: Karışım hücresinin şematik gösterilişi

Kollardaki hava debilerinin, toplam debiye oranı kontrol sinyalinin fonksiyonudur ve (2.45) ile (2.46) nolu denklemlerde verilmiştir.

$$\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_h} = f_1(u) \quad (2.45)$$

$$\frac{\dot{m}_{h_2}}{\dot{m}_h} = f_2(u) \quad (2.46)$$

Bu iki denklem (2.44) denkleminde yerine konup düzenlenirse (2.47) elde edilir.

$$\delta T = T_{dış} \cdot \frac{\partial f_1}{\partial u} \cdot \delta u + T_e \cdot \frac{\partial f_2}{\partial u} \cdot \delta u \quad (2.47)$$

Doğru tasarlanan sistemlerde (damperlerin doğru boyutlandırıldığı), küçük salınımlara rağmen, hava debisi ($\dot{m}_h$), kontrol sinyali büyüklüğü ile orantılıdır. Dış hava, egzoz ve sirkülasyon damperleri aynı kontrol sinyali ile sürüldüğü için egzoz ve dış hava damperleri aynı oranda açılırken sirkülasyon damperi yine aynı oranda kapanır. Buna göre (2.45) ve (2.46) denklemleri (2.48) ve (2.49) şeklinde düzenlenebilir.

$$\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_h} \approx k \cdot u \quad (2.48)$$

$$\frac{\dot{m}_{h_2}}{\dot{m}_h} \approx k \cdot (1 - u) \quad (2.49)$$

Buna göre karışım hücresinin çıkış hava sıcaklığı 0-1V kontrol sinyal aralığı için (2.50)'de verildiği gibidir.

$$T = k \cdot (u \cdot (T_{a_2} - T_e) + T_e) \quad (2.50)$$

2.2.5. Vana ve Vana Motor Elemanı Modeli

Vanalar akışkanın yönünü, basıncını, debisini düzenleyen ve kontrol eden ekipmanlardır. Vana açıklığına bağlı olarak doğrusal veya doğrusal olmayan iki vana akış karakteristiği gözlenir. Doğrusal akış karakteristiğinde sabit basınç düşümü için vana gövde konumu, akış debisi ile orantılıdır. Doğrusal olmayan akış karakteristikleri ise iki başlıkta incelenebilir. Birinci grup hızlı açılan vanalardır bunlar hızlı cevap vermelerine rağmen kontrol sistemleri için iki konumda çalışan vana cevabı verirler. Bu sebeple kontrol uygulamalarında pek kullanılmazlar. İkinci grubu ise eşit oranlı vanalar oluşturur. Bu vanalar sabit basınç düşümü için, her birim vana açıklığı değişimine eş debi değişimi veren vanalardır. Örneğin vana açıklığı % 20'den % 30 çıkması ile % 80'den % 90'a çıkması, çıkış debisinde eş miktar bir artışa sebep olur.

Üç yollu vanalar gövdesinde üç akış bağlantısı olan vanalardır. Ayırma işlemi gören tipleri bulunsa da genellikle iki akışkanın karıştırıldığı uygulamalarda kullanılırlar. Bu çalışmada üç yollu ve doğrusal akış karakteristiğine sahip bir vana ele alınmıştır. Böylece vanadan çıkan akışkanın sıcaklığı; vanaya giren her iki akışkanın karışımının sonucudur. Buna göre çıkan su sıcaklığı (2.51)'de verildiği gibidir [14].

$$T_{kar} = u \cdot T_1 + (1 - u) \cdot T_2 \quad (2.51)$$

Burada;

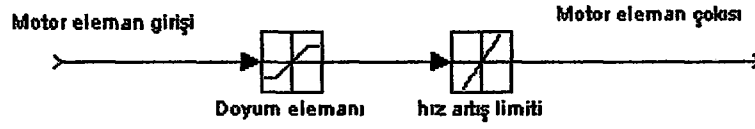
T_{kar} : Karışım sıcaklığı (°C)

T_1 : Enerji kaynağından gelen akışkanın sıcaklığı (°C)

T_2 : Döner akışkanın sıcaklığı (°C)

u : Kontrol sinyalidir.

Vana motoru modeli ise literatürde bir çok aktüatör için kurulmuş modelin benzeridir. Genelde incelemelerde sabit hızlı ve ataleti ihmal edilen motor elemanı modelleri ele alınır. Şekil 2.9'da kurulan vana motoru modelinin blok diyagramı verilmiştir.



Şekil 2.9: Motor elemanı blok diyagramı

3. HVAC KONTROL SİSTEMLERİ

Genelde binalarda kontrol edilen değişken mahal sıcaklığıdır. Bu sebeple bu bölümde, sıcaklık kontrolü üzerinde durulacaktır. Bir mahalin sıcaklık kontrolünü gerçekleştirme, mahali şartlandıran tüm HVAC sistem ve ekipmanlarının kontrolünü içerir (kazan veya çiller kontrolü, pompa ve fan kontrolü, su ve hava akış kontrolü, nemlendirme kontrolü vb.). Bu bölümde sadece HVAC alt sistemlerinin otomatik kontrolü ele alınmıştır. HVAC sistemlerinde yaygın olarak kullanılan ikili kontrol; orantı, integral ve türev kontrol olmak üzere dört farklı kontrol metodu vardır [20]. Bunlar iki ana başlıkta incelenebilir.

3.1. İkili Kontrol

İkili kontrol organları basit ve ucuz olmaları sebebiyle yaygın olarak kullanılırlar. HVAC sistemlerinde ise ikili kontrol organları, büyük zaman sabitli sistemlerde veya hassas bir kontrolün gerekmediği uygulamalar için uygundur. Bu kontrol organları sadece iki belirli konumda bulunur. HVAC sistemlerinde kullanılan tipleri ya maksimum kumanda (açma) ya da sıfır kumanda (kapama) verir. Kontrol edilen çıkış büyüklüğü (sıcaklık, basınç, nem) ayar değerini aştığında kontrol organı kapama, çıkış değeri ayar değerinin altına düştüğünde ise kontrol organı açma sinyali verir. Özellikle ayar değeri civarında oluşacak küçük genlikli büyük frekanslı salınımlar, kontrol organının çok kısa aralıklarla devreye girip çıkmasına ve sistemin kısa sürede yıpranmasına sebep olur. Bunun için bu tip kontrollerde ayar değeri bölgesinde diferansiyel bir aralık verilir. Bu aralık ne kadar geniş ise sistemin devreye girip çıkması o kadar seyrek olur. Fakat bunun yanında kontrol hassasiyeti azalacaktır. Bu tip kontrol organları hızlı bir kontrolün gerektiği uygulamalar için uygun değildir. Yavaş hareket eden sistemler için tatmin edici bir kontrol sağlanabilir.

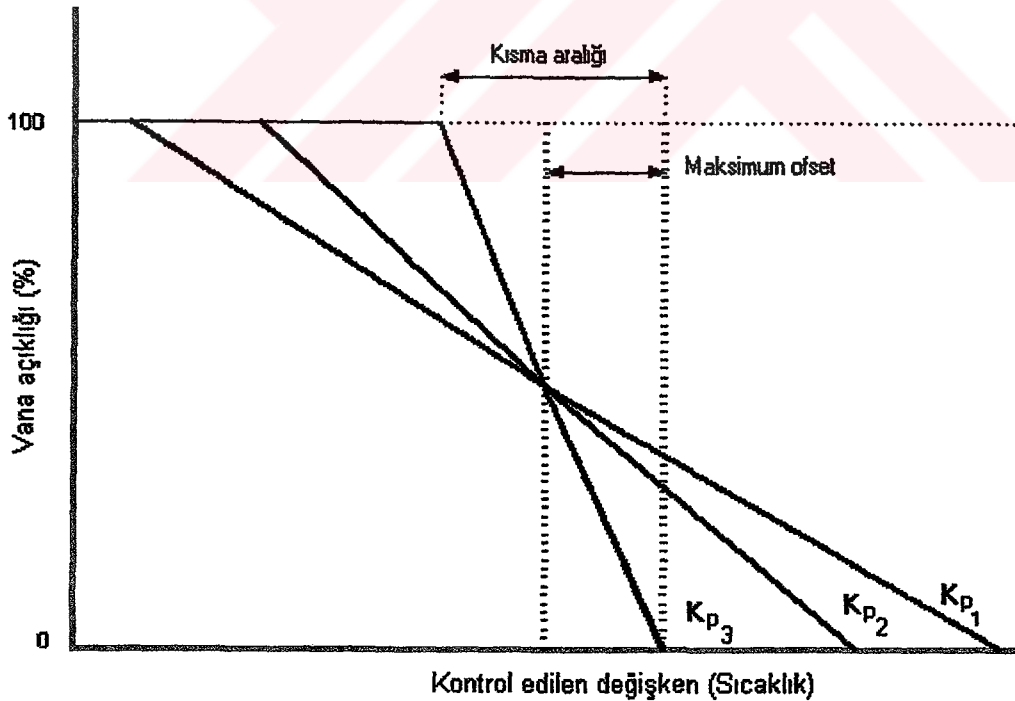
3.2. Orantı, İntegral, Türev Etki ve Bunların Çeşitli Varyasyonları

Orantı tipi kontrol organlarında düzeltme, hatanın ($e(t)$), sabit bir sayı (K_p) ile çarpılması ile elde edilir (3.1). Bu nedenle herhangi bir anda kontrol organı çıkışı ($m(t)$), hatanın büyüklüğüne bağlıdır. “ m_0 ” hatanın sıfır olduğu durum için kontrol organının sabit çıkışıdır ve genellikle HVAC sistemlerinde vana ve damperlerin yarı açık (% 50) konumu için gerekli sinyal büyüklüğüdür.

$$m(t) = m_0 + K_p \cdot e(t) \quad (3.1)$$

Orantı tip kontrolde sistemde sürekli-durum hatası (offset) bulunur. Kazancı (K_p) arttırarak ofset değeri azaltılabilir ve sistemin daha hızlı bir cevap vermesi sağlanabilir. Fakat yüksek kazanç değeri sistemin kararlılığı üzerinde olumsuz bir etkiye sahiptir.

Kısma aralığı (Δm_{mak}), kontrol edilen büyüklükteki toplam değişim veya kontrol edilen elemanın (vana damper vb.) limitleri arasındaki toplam değişimi veren kontrol organı çıkış aralığıdır. Şekil 3.1’den görüldüğü gibi kazanç ile ters orantılıdır ve kısma aralığı dışındaki bölgelerde kontrol yoktur.



Şekil 3.1: Orantı etkide kısma aralığı ve maksimum ofset

Orantı tip kontrol kararlı ve yavaş cevap veren sistemlerde dar kısma aralığı ve bunun sonucu küçük ofset verir. Hızlı sistemlerde ise sistemi kararlı bölgede tutmak için geniş bir kısma aralığına gerek duyulur. Fakat bu ise geniş ofset aralığı demektir.

Orantı etkide ortaya çıkan kalıcı-durum hatasını gidermenin yolu, kontrol organına hatanın integrali ile orantılı bir kontrol etkisi ilave etmektir. İntegral etki (3.2.)’de ifade edildiği gibidir.

$$m(t) = \frac{1}{\tau_i} \cdot \int_0^t e(t) \cdot dt \quad (3.2)$$

Burada τ_i integral zaman sabitidir. İntegral etkinin transfer fonksiyonu ise (3.3.)’de olduğu gibi ifade edilir.

$$\frac{m(s)}{e(s)} = \frac{1}{\tau_i \cdot s} \quad (3.3)$$

İntegral etkinin orantı etkiye eklenerek elde edilen kontrol organına PI tip kontrol organı denir. Buna göre PI tip kontrol organının kontrol çıkışı ve transfer fonksiyonu sırasıyla (3.4) ve (3.5)’de verildiği gibidir.

$$m(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{\tau_i} \cdot \int_0^t e(t) \cdot dt \quad (3.4)$$

$$\frac{m(s)}{e(s)} = K_p \cdot \left(1 + \frac{1}{\tau_i \cdot s}\right) \quad (3.5)$$

Kontrol organı bu integral alıcı ifade ilavesiyle hata sıfır olana kadar değişimi süren bir etki sağlar. Bu özelliğinden dolayı integral etkiye ‘reset’ terimi kullanılır. İntegral etki yalnız hatanın bulunduğu an bir etkiye sahiptir. Fakat bunun yanında sistemin kapalı çevrim cevabını yavaşlatan bir dinamik etki sağlar. Bunun sebebi integral etkinin sisteme kazandırdığı 90° faz gecikmesidir. Özellikle PI tip kontrolde kalıcı-durum hatasının integral etki ilavesiyle ortadan kaldırılması kısma aralığının geniş alınabilmesine olanak sağlar.

Türev etki hatanın $e(t)$ zamana bağlı türevi ile orantılıdır (3.6).

$$m(t) = \tau_d \cdot \frac{d e(t)}{dt} \quad (3.6)$$

Burada τ_d türev etki zamanıdır. Türev etkinin transfer fonksiyonu ise (3.7)'de verildiği gibidir.

$$\frac{m(s)}{e(s)} = \tau_d \cdot s \quad (3.7)$$

Türev etki hatanın değişimine bağlı bir çıkış sinyali ürettiği için büyük bir hata ortaya çıkmadan hatayı düzeltici bir etki sağlar. Ayrıca türev etki ile açık çevrim transfer fonksiyonu payına s çarpanı getirilerek, sisteme s -düzlemi orijininde bir sıfır eklenir. Bu ise sistemin kararsızlığı üzerinde iyileştirici bir etki yapar ve sisteme 90° faz avansı getirir. Bütün bunlara rağmen hatanın değişmediği sabit bir değer için türev etki bir çıkış sinyali üretmez. Bu sebeple sadece türev etkiden oluşan bir kontrol organı kullanılmaz. Genellikle orantı etkinin eklendiği PD kontrol endüstride uygulama alanları bulduğu halde HVAC kontrol sistemlerinde pek kullanılmamaktadır. PD kontrol (3.8)'de verildiği gibi ifade edilir ve transfer fonksiyonu (3.9)'da verilmiştir.

$$m(t) = K_p \cdot e(t) + K_p \cdot \tau_d \cdot \frac{d e(t)}{dt} \quad (3.8)$$

$$\frac{m(s)}{e(s)} = K_p (1 + \tau_d \cdot s) \quad (3.9)$$

Türev etki PI kontrole eklenerek yaygın kullanılan PID kontrol organları elde edilir. Burada amaç PI kontrol organını daha hızlı ve hatanın değişimine karşı duyarlı hale getirmektir. PID kontrol ve transfer fonksiyonu sırasıyla (3.10) ve (3.11)'de verilmiştir.

$$m(t) = K_p \cdot e(t) + \frac{K_p}{\tau_i} \cdot \int_0^t e(t) \cdot dt + K_p \cdot \tau_d \cdot \frac{d e(t)}{dt} \quad (3.10)$$

$$\frac{m(s)}{e(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{\tau_i \cdot s} + \tau_d \cdot s \right) \quad (3.11)$$

HVAC sistemlerinde genellikle hızlı bir kontrol cevabına gerek duyulmaz. Bu sebeple bu sistemlerde PID ve PD kontrolün kullanılması PI kontrole göre daha azdır [20]. Buna rağmen özellikle hava kanallarının statik basınç kontrolü gibi uygulamalarda hızlı bir cevaba gerek duyulduğu için PID kontrol organı daha etkilidir. PID kontrol organları endüstride iyi bilinmelerine rağmen kötü ayarlanırlar. Genellikle uygulamalarda türev etki terimi kapatılır veya çıkıştaki etkisi yok edilir [21].

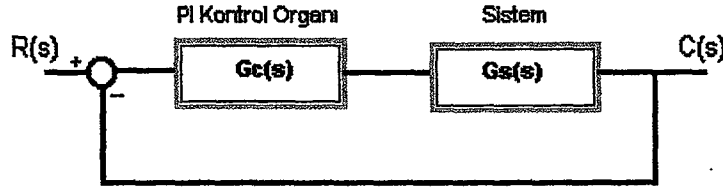
3.3. HVAC Kontrol Sistemlerinin Ayarı

İyi ayarlanmış bir HVAC kontrol sisteminden beklenen en temel özellik sistemin çalışma aralığında kararlı davranmasıdır. Bir çok HVAC kontrol çevriminde geniş bir kısma aralığı olmaksızın uygun bir kapalı sistem cevabı genellikle PI kontrol organı kullanılarak sağlanır [22]. Bu sebeple bu bölümde PI tip kontrol organlarının ayarlanması üzerinde durulacaktır.

PI tip kontrol organlarının ayarı en genel anlamda kontrol algoritmasındaki integral ve orantı katsayılarının belirlenmesidir. Bu amaçla HVAC sistemlerinde uygulanan ayar yöntemleri ele alındığında en yaygın metodlardan biri Ziegler-Nichols'un önerdiği yöntemdir. Bu yöntem genlikler oranı $\frac{1}{4}$ olacak şekilde aşmayı sağlayan deneysel verilere dayanır. Fakat aşma konfor tekniği açısından arzu edilmez. Bu sebepten birçok araştırmacı HVAC kontrol sistemlerinin kritik sönüm verecek şekilde ayarlanmasını önermektedir [22]. Piyasada kontrol organlarının ayarlanmasında genellikle üretici firmaların verdiği ayar aralıkları kullanılır [23]. Bu deneme yanılma yöntemleri ile ayarlanan sistemler; devreye alınırken çok iyi ayarlansalar bile, kötü bir performans verebilirler. Bunun nedeni çalışma noktasının mevsimsel değişikliklere uğramasıdır [24]. Bu amaçla matematiksel metodlara ve kontrol teoremine dayanan ve deneysel yöntemlere göre daha etkin ve dayanıklı ayar yöntemleri geliştirilmiştir. Bu yöntemler genel olarak köklerin geometrik yeri ve kök-sıfır iptaline dayanır.

Bu çalışmada Bekker'in önerdiği yöntem esas alınmıştır. Burada sistem kritik sönümde cevap verecek şekilde ayarlanır. Amaç konfor tekniği açısından istenmeyen aşmayı engellemektir. Kritik sönüm sistemin karakteristik denklemi köklerinin gerçel eksenden ayrılıp karmaşık hale geçtiği anda meydana çıkar ve bu geçiş, ayrılma

noktası olarak bilinir. PI kontrol organı ile kontrol edilen birinci dereceden ölü zaman terimi içeren bir sistemin blok diyagramı Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2: PI kontrol organı ile kontrol edilen HVAC sisteminin blok diyagramı

Şekil 3.2’deki sistemin transfer fonksiyonları (3.12) ve (3.13) ifadeliyle gösterilir.

$$G_c(s) = K_p + \frac{K_i}{s} \quad (3.12)$$

$$G_s(s) = \frac{K_s \cdot e^{-\tau_d s}}{\tau s + 1} \quad (3.13)$$

Burada;

K_p : Orantı katsayısı,

K_i : İntegral katsayısı,

K_s : Sistemin kazancı,

τ_d : Ölü zaman,

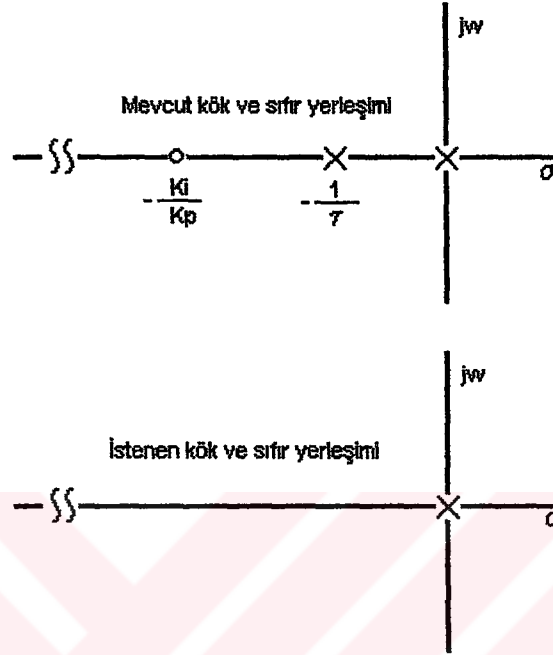
τ : Sistemin zaman sabiti,

olmak üzere sistemin kapalı çevrim cevabı ve karakteristik denklemi sırasıyla (3.14) ve (3.15)’de gösterilmiştir.

$$\frac{C(s)}{R(s)} = \frac{(K_p + \frac{K_i}{s}) \cdot (\frac{K_s \cdot e^{-\tau_d s}}{\tau \cdot s + 1})}{1 + (K_p + \frac{K_i}{s}) \cdot (\frac{K_s \cdot e^{-\tau_d s}}{\tau \cdot s + 1})} \quad (3.14)$$

$$1 + \frac{(\frac{K_p}{K_i} \cdot s + 1) \cdot K_i \cdot K_s \cdot e^{-\tau_d s}}{s \cdot (\tau \cdot s + 1)} = 0 \quad (3.15)$$

Karakteristik denklem incelendiğinde $-1/\tau$ kökü sistem tarafından ve orjinde yer alan diğer kök ile $-K_i / K_p$ değerindeki sıfır ise kontrol organı tarafından oluşturulur. Bunların yanında negatif sonsuzda yer alan kök ise ölü zaman teriminden kaynaklanır. Daha uygun bir kök-sıfır yerleşimi ise Şekil 3.3'deki gibidir ve $-1/\tau$ kökünün $-K_i / K_p$ sıfırı ile iptal edilmesine dayanır.



Şekil 3.3: Kök – sıfır yerleşimi

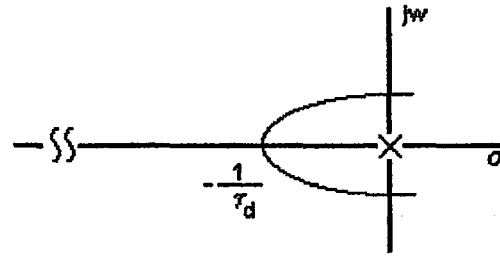
$K_p / K_i = \tau$ olduğu sürece, sistemin (3.15)'de verilen karakteristik denklemi (3.16)'daki şekli alır.

$$1 + \frac{K_i \cdot K_s}{s} \cdot e^{-\tau_d s} = 0 \quad (3.16)$$

Bu eşitliğin oluşturulabilmesi için zaman sabitinin bilinmesi gerekir. Transfer fonksiyonları bilinmeyen sistemlerin zaman sabiti sistemin deneysel olarak elde edilen basamak cevabından bulunabilir.

(3.16)'daki yeni karakteristik denklemden yola çıkılarak köklerin geometrik şekli çizilirse Şekil 3.4 elde edilir. $K_i K_s$ değeri kritik sönüm cevabını oluşturur ve bu ayrılma noktasının konumu ise $-1/\tau_d$ değeridir [25].

Buna göre (3.16) eşitliğine $s = -1/\tau_d$ ve $K_i K_s = 1/\tau_d e^{-1}$ değerleri konurak K_i değerleri (3.17) elde edilir.



Şekil 3.4: Köklerin geometrik yeri

$$K_i = \frac{1}{\tau_d \cdot K_s} \cdot e^{-1} \quad (3.17)$$

$K_p / K_i = \tau$ olduğu için K_p değeri ise (3.18) olduğu gibidir.

$$K_p = \frac{\tau}{K_i \cdot K_s} \cdot e^{-1} \quad (3.18)$$

4. BULANIK MANTIK

Klasik mantık “her önerme ya doğrudur ya yanlıştır” varsayımına dayanmaktadır. Dolayısıyla klasik kontrol teorisi, özellikle sistemin kesin matematik modelinin bilindiği durumlarda, bu modeller yardımıyla güçlü analiz ve iyi çözümler üretebilmektedir. Ancak sistemin kesin matematik modelinin bilinmediği ya da parametrelerinin belirsizlikler içerdiği durumlarda klasik mantığın yetersiz kalması ve matematiksel modelin klasik mantık kullanılarak çıkarılması konusunda çeşitli güçlüklerin oluşması, bilim adamlarının bulanık mantık üzerinde yoğunlaşmalarına sebep olmuştur.

Bulanık mantık temelde, çok değerli mantık, olasılık, yapay zeka ve sinir ağları alanları ile ilişkili olup, insanın herhangi bir süreci kontrol etmedeki düşünsel ve sezgisel davranışının benzetimine dayanmaktadır. Bir başka ifadeyle bulanık mantıkta klasik mantıktaki varsayımın aksine, bir şey ne tam doğru ne de tam yanlıştır. Bulanık mantıkta insan sistemin matematiksel modelini bilmediği bir süreci kontrol ederken, gerçek durumdan istenilen duruma ulaşmak için sezgisel ve deneyimlere dayalı bir kontrol stratejisi uygulamaktadır.

Bulanık mantıkta, değişkenlere kesin değerler atamak yerine dilsel tanımlar verilir ve bu tanımlardan sonuç çıkarımları yapılır. Söz konusu dilsel tanımlar yani bulanık küme doğru (1), yanlış (0) ve 0-1 arasında değişen değerlerden oluşur.

Bulanık küme kavramı ilk olarak 1965 yılında Lotfi Zadeh tarafından ortaya atılmış ve bulanık mantıkla kontrol ilk olarak bu tarihten on yıl sonra 1975’te Mamdani ve arkadaşları tarafından bir buhar makinasının kontrolünde gerçekleştirilmiştir [26]. Günümüzde ise bulanık mantık; bilgisayar, tıp, yapay zeka, sosyal bilimler, endüstriyel kontrol uygulamaları başta olmak üzere pek çok alanda kullanılmaktadır. Bütün bu uygulama alanları içerisinde ise kontrol alanındaki çalışmalar en dikkat çekici çalışmalar olarak karşımıza çıkmaktadır.

4.1. Bulanık Mantık Kontrolün Avantajları

Bulanık mantık kontrolün temelinde sahip olduğu özellikler ile çeşitli uygulama alanlarında kullanımı pek çok avantaj sağlamaktadır.

Sistemin matematik modelinin çıkarılmasının çok zor olduğu durumlarda modelin tanımlanmasının sağlayacak bilgiler algılayıcılar veya insan (operatör) deneyimleri olmak üzere iki kaynaktan gelir. Algılayıcılar ile gerekli durum değişkenlerinin sayısal değerleri elde edilir. İnsan deneyimleri ise sistem hakkında operatörün dilsel tanımlamalarını ve kontrol kurallarını içerir. Bulanık mantık söz konusu her iki kaynaktan alınan bilgilerden yararlanırken, klasik kontrol için böyle bir durum söz konusu değildir. Oysaki iyi bir mühendislik yaklaşımında bütün bilgilerin kullanılması esastır. Dolayısıyla sisteme ait bilgilerin bu tür olduğu durumlarda bulanık mantık kontrolün kullanımı avantajdır.

Bulanık mantık kontrol, serbest model yaklaşımına dayanmaktadır. Yani kontrol edilecek sistemin matematik modeline ihtiyaç duymaz. Günümüzde karşılaşılan karmaşık sistemler ve bu sistemlerin matematik modellerinin çıkarılmasının güçlüğü göz önüne alındığında serbest model yaklaşımı dolayısıyla bulanık mantık kontrol ön plana çıkmaktadır.

Doğrusal olmayan sistemlerin kontrolü, her hangi bir doğrusal olmayan kontrol eylemin yapılabilmesi için yeterli olan bulanık mantık kontrolü ile gerçekleştirilebilir.

Bulanık mantık kontrolde ileri düzeyde bir matematik bilgisine ihtiyaç yoktur. Bir başka ifadeyle insanın kontrol stratejisini taklit eden bu kontrolün anlaşılması kolaydır.

Son olarak bulanık mantık kontrol diğer sistemlere göre daha basit bir yazılıma sahip olması sebebiyle hem kolay anlaşılır, hem de yazılım ve donanım maliyeti düşük olan bir kontrol stratejisidir. Dolayısıyla bulanık kontrol yüksek performans/maliyet oranına sahip bir yaklaşımdır.

4.2. Bulanık Mantığın Uygulama Alanları

1965 yılında ilk olarak Lotfi Zadeh tarafından ortaya atılan bulanık küme kavramı sonrasında bulanık mantık konusunda çeşitli ilerlemeler yaşanmaya başlanmıştır.

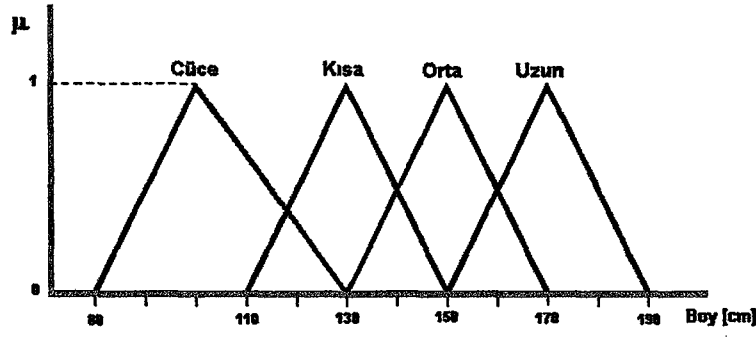
1980'lerde ise oldukça yavaş bir gelişme gösteren bulanık mantık, 1987'de Sendai metrosu için Miyamoto'nun gerçekleştirdiği bulanık kontrol sisteminin başarıya ulaşmasıyla yeniden ivme kazanmış ve endüstriyel uygulama alanları hızla artmıştır [26]. Bulanık küme kavramı üzerine yapılan araştırmaların belli bir noktaya gelmesi ve bulanık mantıklı modellerin klasik matematik modellerden daha iyi sonuçlar vermesi gibi sebeplerle; günümüzde bulanık mantık kavramı tıp, ekonomi, mühendislik bilimleri ve sosyal bilimler gibi pek çok alanda ön plana çıkmaktadır. Özellikle otomatik kontrol alanında ise, çimento sanayi, su arıtma sistemleri, buhar tribünü, nükleer reaktörler, asansör ve vinç kontrolleri, otomobillerin hız ve seyahat kontrolü, uçakların uçuş denetimi, otomatik tren çalışmaları, gemiler için optimal rota seçimi, çeşitli ev aletleri gibi pek çok uygulama alanında bulanık mantıktan söz etmek mümkündür [27].

4.3. Bulanık Kümeler ve Bulanık Kümelerde Temel İşlemler

Bir kümenin elemanları o kümeye $[0, 1]$ arasında değişen üyelik dereceleri ile ait oluyorsa bu tür kümelere bulanık kümeler denir. Bulanık kümeler bir elemanın bir kümeye ya ait olduğu, ya da olmadığı klasik kümelerin genişletilmiş bir şeklidir ve bulanık kümelerde üyelik dereceleri $[0, 1]$ aralığında sonsuz değerler alabilmektedir. Daha açık bir ifadeyle, eğer her hangi bir küme için bir elemanın üyelik derecesi "1" ise eleman kümeye tamamen (% 100) aittir. Aynı şekilde elemanın üyelik derecesi "0,5" ise eleman kümeye % 50 aittir. Üyelik derecesi "0" olduğunda ise eleman için kümeye aitlik söz konusu değildir. Örneğin farklı boylardaki yetişkin erkeklerden oluşmuş bir insan topluluğu için; cüce, kısa boylu, orta boylu ve uzun boylu dilsel değerleri tanımlanmış olsun.

Uzunluk kavramı belirli bir boyda basamak şeklinde "0" dan "1" e değişmediği için, topluluktaki insanlar farklı kümeler ve üyelik dereceleriyle bu kavram içinde temsil edilirler. Örneğin Ali 150 cm, Erdal 165 cm ve Can 175 cm boylarında olsunlar. Böylece orta boylular kümesi (4.1)'de verildiği gibidir.

$$\mu_{ort} = \left\{ \frac{1}{Ali} + \frac{0,25}{Erdal} + \frac{0}{Can} \right\} \quad (4.1)$$



Şekil 4.1: Boy dilsel değişkeninde tanımlanmış üyelik fonksiyonları

Görüldüğü gibi Can orta boylular kümesinde “0” üyelik derecesi almaktadır. Bulanık küme teorisinin önemli bir özelliği ise, bir elemanın farklı üyelik dereceleri ile bir çok kümenin elemanı olabilmesidir. Örneğin Erdal, orta boylular kümesinde “0,25” üyelik derecesine sahipken; aynı zamanda kısa boylular kümesinde “0,75” üyelik derecesine sahiptir.

Sonuç olarak bir bulanık küme, o kümenin elemanları ve elemanlarının üyelik dereceleri ile temsil edilebilir. Buna göre; x bu kümenin her hangi bir elemanı, $\mu_a(x)$ üyelik fonksiyonu, X ise A kümesinin tanımlandığı evren olmak üzere; A bulanık kümesi,

$$A = \{ (x, \mu_a(x)) \mid x \in X \} \quad (4.2)$$

şeklinde tanımlanabilir.

Bulanık kümeler ve dilsel değerler bulanık mantık matematiğinde üyelik fonksiyonları ile tanımlanırlar. Üçgen, Gaussian, Trapezoidal, Bell vb. pek çok üyelik fonksiyonu olmakla birlikte bulanık mantık kontrol uygulamalarında en yaygın kullanılan üçgen üyelik fonksiyonudur ve (4.3)’de tanımlandığı gibidir.

$$\text{Üçgen}(x; a, b, c) = \begin{cases} 0 & x \leq a \\ \frac{x-a}{b-a} & a \leq x \leq b \\ \frac{c-x}{c-b} & b \leq x \leq c \\ 0 & c \leq x \end{cases} \quad (4.3)$$

Şekil 4.1’de ise verilen dilsel değerleri ifade eden üçgen üyelik fonksiyonları görülmektedir.

A ve B, üyelik fonksiyonları sırasıyla μ_A ve μ_B olan X evreninde tanımlanmış iki bulanık küme olsun. Klasik küme teorisinde tanımlanabilen birleşme, kesişme ve tümlleme temel işlemleri, söz konusu A ve B bulanık kümeleri için de geçerlidir. $\mu \in X$ için her bir işlem (4.4), (4.5) ve (4.6)'te görüldüğü gibidir.

- Birleşme işlemi

$$\mu_{A \cup B}(x) = \max\{\mu_A(x), \mu_B(x)\} \quad (4.4)$$

- Kesişme işlemi

$$\mu_{A \cap B}(x) = \min\{\mu_A(x), \mu_B(x)\} \quad (4.5)$$

- Tümlleme işlemi

$$\mu_{\bar{A}}(x) = 1 - \mu_A(x) \quad (4.6)$$

4.3.1. Bulanık Bağntı

A, B sırasıyla X ve Y evrenlerinde tanımlanmış bulanık kümeler olsun. $X \times Y$ kartezyen çarpımı düşünüldüğünde, bulanık ilişki $X \times Y$ 'nin bir alt kümesi olmakta ve sürekli ve ayırık olmasına göre sırasıyla (4.7.a) ve (4.7.b)'deki gibi ifade edilmektedir.

$$R = \int_{X \times Y} \mu_R(x, y)/(x, y) \quad (4.7.a)$$

$$R = \sum_{X \times Y} \mu_R(x, y)/(x, y) \quad (4.7.b)$$

4.3.2. Bileşke Bulanık Bağntı

Uygulama açısından bileşke bulanık bağntı (composition) çok önemli bir yere sahiptir.

$R: X \times Y \rightarrow [0,1]$ e bulanık bağntı, $S: Y \times Z \rightarrow [0,1]$ e bulanık bağntı olsun. X'dan Z'ye tanımlanmış bileşke bulanık bağntı ise (4.8) ifadesinde verildiği gibidir.

$$R \circ S = \int_{X \times Y} \cup (\mu_R(x, y) \cap \mu_T(y, z))/(x, z) \quad (4.8)$$

(4.8)'de belirtilen ifade de, $\cup$ maksimum ve $\cap$ minimum işlemleriyle gerçekleştirildiği bileşke bulanık bağıntıya maks-min bileşke bulanık bağıntısı veya $\cap$ aritmetik çarpım ile gerçekleşiyorsa maks-product bileşke bulanık bağıntısı denir.

4.3.3. Dilsel Değişkenler

Değişkenleri tanımlamak için günlük hayatta sıcak, soğuk, uzun, kısa ve bunlar gibi pek çok kelimeler kullanılmakla birlikte çok daha kesin tanımlamalar elde etmek için rakamsal ifadelerden de yararlanılabilmektedir. Örneğin bir ofis ortamının sıcaklığının yüksek olduğunu ya “Bugün ofis çok sıcak” şeklindeki genel bir ifade ile ya da “Ofisteki sıcaklık 27°C 'dir” gibi kesin bir ifade ile tanımlamak mümkündür. Burada rakamsal olarak ifade edilen değişkenin matematiksel olarak formüle etmek klasik matematik kurallarıyla gerçekleştirilebilirken; günlük hayatta karşılaştığımız kelimeler kullanıldığında aynı bilgiyi ifade etmek için dilsel değişkenler ve bulanık mantıktan yararlanılmaktadır.

Ayrıca bir bulanık küme üzerinde “çok, değil, az-çok, vb.” terimlerde kullanılabilir ve sayısal olarak aşağıdaki (4.10 a), (4.10 b), (4.10 c) ifadeleriyle hesaplanabilir [28].

$$\text{Değil (not)} \quad : \mu_{\bar{A}}(u) = 1 - \mu_A(u) \quad (4.10 \text{ a})$$

$$\text{Çok (very)} \quad : \mu_{CON(A)}(u) = (\mu_A(u))^2 \quad (4.10 \text{ b})$$

$$\text{Az-çok (more-less)} \quad : \mu_{Dil(A)}(u) = (\mu_A(u))^{0.5} \quad (4.10 \text{ c})$$

4.3.4. Eğer-Öyleyse Kuralları

Bir bulanık eğer-öyleyse kuralı;

$$\text{Eğer} < \text{bulanık önerme} > \text{Öyleyse} < \text{bulanık önerme} > \quad (4.11)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bulanık kuralların gerçekleştirilmesinde kullanılabilecek birçok değişik fonksiyon vardır ve bunlar üç grup altında sınıflandırılabilir [28].

Birinci grup: T-norms (Fuzzy Conjunctions):

$$\text{Kesişme} \quad : x \wedge y = \min(x, y) \quad (4.12)$$

$$\text{Cebirsel Çarpım} \quad : x \cdot y = xy \quad (4.13)$$

$$\text{Drastik Çarpım} \quad : x \cap y = \begin{cases} x & y = 1 \\ y & x = 1 \\ 0 & x, y < 1 \end{cases} \quad (4.14)$$

$$\text{Sınır Çarpımı} \quad : x \otimes y = \max(0, x + y - 1) \quad (4.15)$$

İkinci grup: T-conorms (Fuzzy Disjunctions):

$$\text{Birleşme} \quad : x \vee y = \max(x, y) \quad (4.16)$$

$$\text{Cebirsel Toplam} \quad : x + y = x + y - xy \quad (4.17)$$

$$\text{Sınır Toplamı} \quad : x \oplus y = \min(1, x + y) \quad (4.18)$$

$$\text{Drastik Toplam} \quad : x \cup y = \begin{cases} x & y = 0 \\ y & x = 0 \\ 1 & x, y < 0 \end{cases} \quad (4.19)$$

$$\text{Ayırma Toplamı} \quad : x \Delta y = \max \{ \min(x, 1 - y), \min(1 - x, y) \} \quad (4.20)$$

Üçüncü grup: Bulanık Öneriler (Fuzzy Implications): T-normlar “*” ile, T-conormlar “+” ile gösterilerek aşağıdaki bulanık belirtim fonksiyonları tanımlanabilir.

$$\text{Material Implication} \quad : A \Rightarrow B = (\text{not}A) + B \quad (4.21)$$

$$\text{Propositional Calculus} \quad : A \Rightarrow B = (\text{not}A) + (A * B) \quad (4.22)$$

$$\text{Extended Propositional Calculus} \quad : A \Rightarrow B = (\text{not}A * \text{not}B) + B \quad (4.23)$$

$$\text{Generalized Modus Ponens} \quad : A \Rightarrow B = \sup \{ c \in [0, 1] \mid A * c \leq B \} \quad (4.24)$$

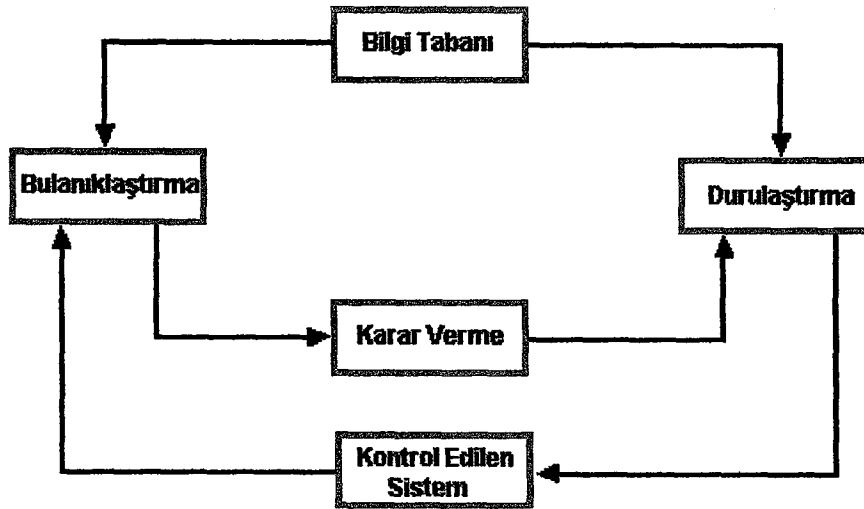
$$\text{Generalized Modus Tollens} \quad : A \Rightarrow B = \inf \{ c \in [0, 1] \mid B + c \leq A \} \quad (4.25)$$

4.4. Bulanık Kontrol Organı ve Ayarı

Bir bulanık kontrol sistemi Şekil 4.2’de görüldüğü gibi dört temel bölümden oluşur.

- Bulanıklaştırma
- Bilgi tabanı

- Karar verme
- Durulaştırma



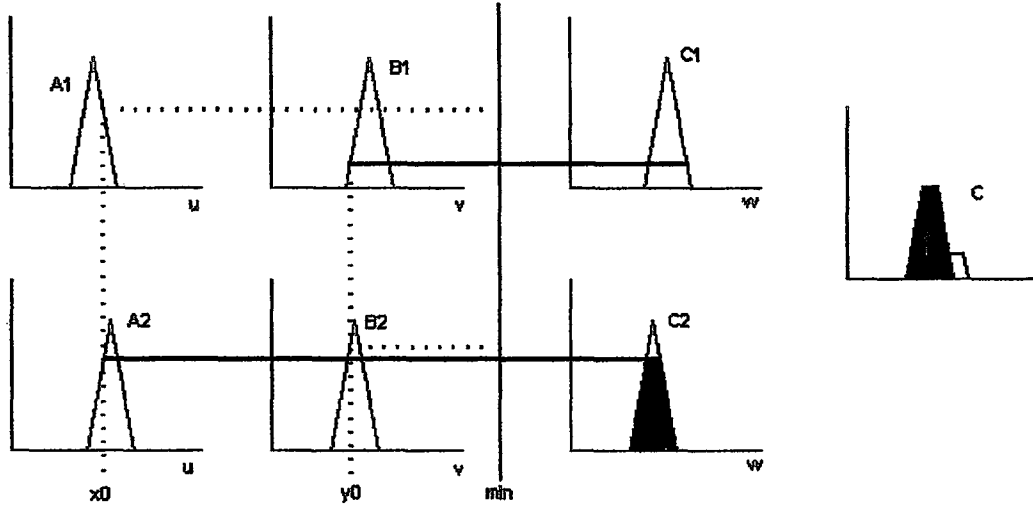
Şekil 4.2: Bulanık kontrol sisteminin şematik gösterimi

Bulanıklaştırma reel değişkenin ölçeklendirilip bulanık değişkene çevrildiği işlemdir ve reel büyüklüğün ilgili dilsel değişkenden tanımlı kümeler veya dilsel değerlerle eşleştirilmesi ile gerçekleşir. Bu işlemde giriş değişkeni; tanımlı olduğu aralığın, bulanık değerlerin tanım aralığına uyumu için çoğu kez bir katsayı ile çarpılır ve bu katsayıya ölçeklendirme faktörü denir.

Bilgi tabanı ise kontrol uygulaması için gerekli bilgilerden ve kontrol amaçlarından oluşur. Kısaca kontrol edilecek süreçle ilgili bilgilerin, deneyimlerin ve kontrol amaçlarının bulanık kavramlarla tanımlanmasından oluşur.

Karar verme süreci bulanık kontrol organının temelini oluşturur. İnsanın karar verme yeteğinin benzeri bir süreçle bulanık kuralları işleyerek kontrol için gerekli çıkışları verir. Bu amaçla oluşturulan eğer-öyleyse kurallarının işlenmesinde en yaygın kullanılan maks-min ve maks-çarpım operatörleridir. Bu tip çıkarımda iki kuralın aynı anda etkin olduğunu düşünürsek, bu kuralların kontrol çıkışına etkisi (4.26)'daki gibidir ve grafiksel gösterimi Şekil 4.3'te verilmiştir.

$$\mu_c(u) = \mu_1(u) \wedge \mu_2(u) = [\alpha_1 \wedge \mu_1(u)] \vee [\alpha_2 \wedge \mu_2(u)] \quad (4.26)$$



Şekil 4.3: Bulanık mantık çıkarımının (maks-min) grafiksel gösterimi

Durulaştırma işlemi ise bulanıklaştırmanın tersidir. Özellikle karar verme işlemi sonucunda çıkan bulanık bilginin gerçek dünyada kullanılabilmesi için reel değerlere çevrilmesini sağlar. Durulaştırma işleminde max kriteri, maksimumların ortalanması, ağırlık merkezi yöntemleri başta olmak üzere pek çok yöntem bulunur. Fakat bu yöntemlerin hangisinin nerede kullanılacağını veren sistematik bir bilgi yoktur. Adı geçen yöntemlerden maksimumların ortalanması ve ağırlık merkezi metodları ele alınırsa: Maksimum ortalama metodu birden fazla maksimuma ulaşan noktanın ortalamasının alındığı durulaştırma yöntemidir ve (4.27)'de gösterildiği gibidir.

$$z_i = \sum_{j=1}^n \frac{w_j}{l} \quad (4.27)$$

Ağırlık merkezi metodu ise en yaygın kullanılan durulaştırma metodudur. Bulanık çıkarım sonucunun ağırlık merkezinin belirlenmesi esasına dayanır ve (4.28)'de verildiği gibi temsil edilir.

$$z_i = \frac{\sum_{j=1}^n \mu_2(w_j) \cdot w_j}{\sum_{j=1}^n \mu_2(w_j)} \quad (4.28)$$

4.5. Bulanık Kontrol Organlarının Tasarımı

Bulanık kontrol organlarının tasarımında deneme yanılma yöntemleri ve teorik yöntemler kullanılır. Deneme yanılma yöntemleri çoğu zaman uzman bilgilerle oluşturulmuş bulanık kontrol organının denenmesidir. Bu deneme sırasında, tasarım büyüklükleri uygun bir performans sağlanana kadar değiştirilir. Üzerinde değişiklikler yapılarak tasarımın gerçekleştirildiği başlıca büyüklükler:

- Üyelik fonksiyonları,
- Bulanık kurallar,
- Ölçeklendirme faktörleridir.

Teorik yaklaşımda ise bulanık kontrol organı yapısı ve parametreleri istenen performansı garanti edecek şekilde tasarlanır.

Bulanık kontrol organlarının yapıları, klasik kontrol organlarında olduğu gibi: bulanık PI, bulanık PD, bulanık PID ve karma kontrol organlarıdır. PID tip bulanık kontrol organları temelde klasik PID kontrol organından esinlenilerek elde edilmelerine rağmen en büyük farkları kazançlarının ayarlanabilir olmasıdır. Bu nedenle bu tip kontrol organları bir bakıma ayarlanabilir kazançlı doğrusal olmayan PID kontrol organları olarak nitelendirilebilir [28].

Bulanık PI kontrol organı hata (e) ve hatanın değişimi (de) girişleri için (du) kontrol çıkışını üretir ve genellikle hız kontrollü uygulamalarda kullanılırlar. Bu tip kontrolde “EĞER hata (e) *pozitif büyük* ve hatanın değişimi (de) *pozitif büyük* İSE (ÖYLEYSE) ΔU *negatif küçüktür*.” şekline sahip eğer-öyleyse kurallarının, çıkarımı durulaştırılır ve elde edilen ΔU (4.29)’daki ifadede görüldüğü gibi bir adım önceki kontrol çıkışına eklenerek kontrol organı çıkışına ulaşılır.

$$U(k) = U(k-1) + \Delta U(k) \quad (4.29)$$

Bulanık PD kontrol organı hata (e) ve hatanın değişimi (de) girişleri için (u) kontrol çıkışını üretir ve endüstriyel uygulamalarda konum kontrollünde kullanılır.

Bulanık PID kontrol organları için ise farklı yapılar vardır. Bunlardan biri bulanık PI ve bulanık PD kontrol organlarının paralel çalıştırılmasıdır. Bu yapıda her iki kontrol organının çıkışı toplanarak esas kontrol çıkışı elde edilir. Diğer bir yapı ise bulanık PD ve bulanık I kontrol organlarının birlikte çalıştırılmasıdır.

4.6. Bulanık Kontrol Organın HVAC Sistemlerinde Kullanımı

Bulanık mantık kontrol uygulamaları her alanda olduğu gibi HVAC sistemlerinde gerekli ilgiyi görmüştür. Buna karşın bulanık mantık kontrol organlarının bina otomasyonu sistemlerinde yaygın kullanımına rastlanmaktadır.

Özellikle bu alanda yayınlanan çalışmaların bir kısmı Huang ve Nelson adlı iki araştırmacının eserleridir. Bu araştırmacılar kurdukları ikinci dereceden basit bir model üzerinde bulanık mantık kontrolü denemiş ve sistemin performansını iyileştirmek için bulanık kontrol organının kurallarını geliştirmiş ve düzeltmişlerdir [29]. Aynı metodu kullanarak bir HVAC test ekipmanının bulanık kontrolünü gerçekleştirmiş ve elde edilen sonucun, klasik bir kontrol organıyla elde edilen sonuçtan daha iyi olduğunu kanıtlamışlardır [30]. Aynı ikili bir başka çalışmalarında HVAC sistemleri için tasarlanmış bir PID tip bulanık mantık kontrol organını önermektedirler [31]. Bu kontrol organı ile PID kontrolden daha iyi bir sonuç elde etmişlerdir. Fakat kullanılan modelin HVAC sistemlerinin genel karakteristiğini oluşturan ölü zaman ve büyük zaman sabitini içermemesi elde edilen sonucun HVAC sistemleri ile bağıntısını zayıflatmaktadır.

Bu çalışmaların dışında HVAC sistemleri için oluşturulmuş bulanık mantık kontrolün önemli bir kısmını sistem cevabının önceden tahmin edilmeye çalışıldığı (predictive control) kontrol uygulamaları oluşturur [32, 33]. Bu çalışmalarda gözlenen genel yaklaşım bir klasik kontrol organı ile kontrol edilen sistemin ayar değerinin bulanık bir kontrol organı ile değiştirilmesidir. Bu kontrolde amaç büyük zaman sabiti ve ölü bölgeye sahip HVAC sistemlerinde gecikmeden kaynaklanan olumsuzlukların önceden bertaraf edilmesidir.

5.1. Alt Sistemlerin Modellenmesi ve Benzetimi

Bu bölümde Şekil 5.2’de görülen ısıtma ve havalandırma sistemini oluşturan tüm alt modeller ve bu modellerin benzetimleri anlatılmıştır. Ayrıca yine bu bölüm içerisinde tüm sistem için elde edilen açık çevrim cevapları incelenmiştir.

5.1.1. Isıtma Serpantini Modeli ve Benzetimi

Isıtma serpantini ele alınan sistemin işlevsellik açısından en önemli elemanıdır. Kullanılan üç yollu vana ısıtma serpantini ile birlikte düşünüldüğünde; kontrol organının, sisteminin birincil enerji çevrimi ile ikincil enerji çevrimleri arasındaki köprüyü ısıtma serpantini üzerinden kurarak kontrolü sağladığı görülmektedir. Bu sebeple ısıtma serpantini modelinin doğru kurulması, benzetimin başarısı açısından önemli bir yere sahiptir. Modelin kurulmasında kullanılan katsayılar aşağıda verilmiştir.

$$T_{sg} = 80.5 \text{ }^{\circ}\text{C su giriş sıcaklığı}$$

$$T_{sc} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C su çıkış sıcaklığı}$$

$$T_{hg} = 12 \text{ }^{\circ}\text{C hava giriş sıcaklığı}$$

$$T_{hc} = 38 \text{ }^{\circ}\text{C hava çıkış sıcaklığı}$$

$$M_s = 28 \text{ kg serpantin ağırlığı (toplam ağırlık)}$$

$$c_{pm} = 0.5317236 \text{ KJ/kg }^{\circ}\text{C serpantin malzemesi özgül ısısı}$$

$$m_{ss} = 2 \text{ kg ısıtma serpantininin depoladığı su kütlesi}$$

$$m_s = 0.28 \text{ kg/s suyun kütleli debisi}$$

$$c_{ps} = 4.18 \text{ KJ/kg }^{\circ}\text{C serpantin malzemesi özgül ısısı}$$

$$T_d = 3.9 \text{ s serpantin dağıtıcısı zaman sabiti}$$

$$\tau_{ss} = 7.1 \text{ s sudan suya zaman sabiti}$$

Yukarıdaki katsayılar kullanılarak elde edilen transfer fonksiyonları ise (5.1a), (5.1b), (5.1c), (5.1d) ve (5.1e)’de verilmiştir.

$$G_{hs}(s) = \frac{0.2993}{13.919 \cdot s + 1} \quad (5.1a)$$

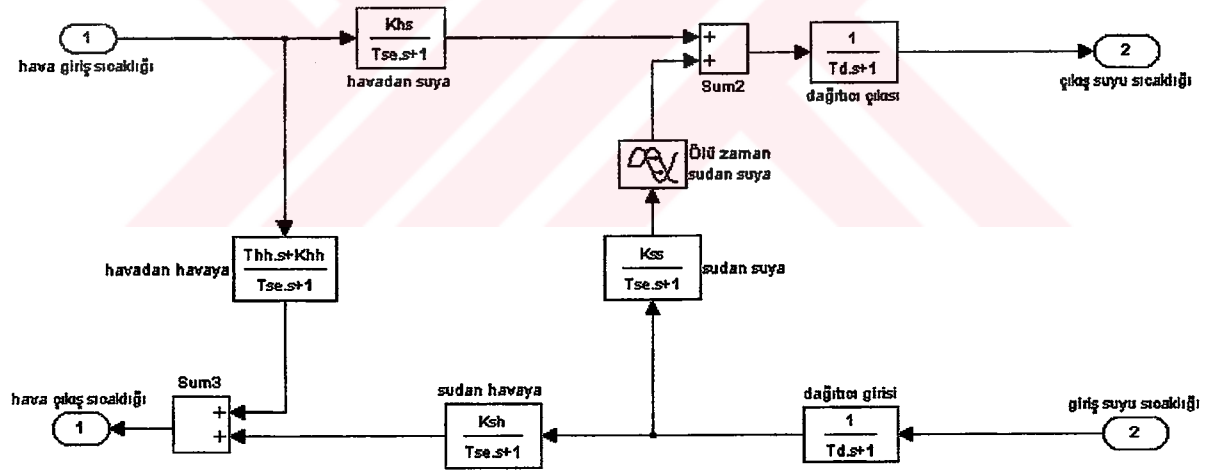
$$G_{hh}(s) = \frac{6.3795 \cdot s + 0.6204}{13.919 \cdot s + 1} \quad (5.1b)$$

$$G_{ss}(s) = \frac{0.7007}{13.919 \cdot s + 1} \quad (5.1c)$$

$$G_{sh}(s) = \frac{0.3796}{13.919 \cdot s + 1} \quad (5.1d)$$

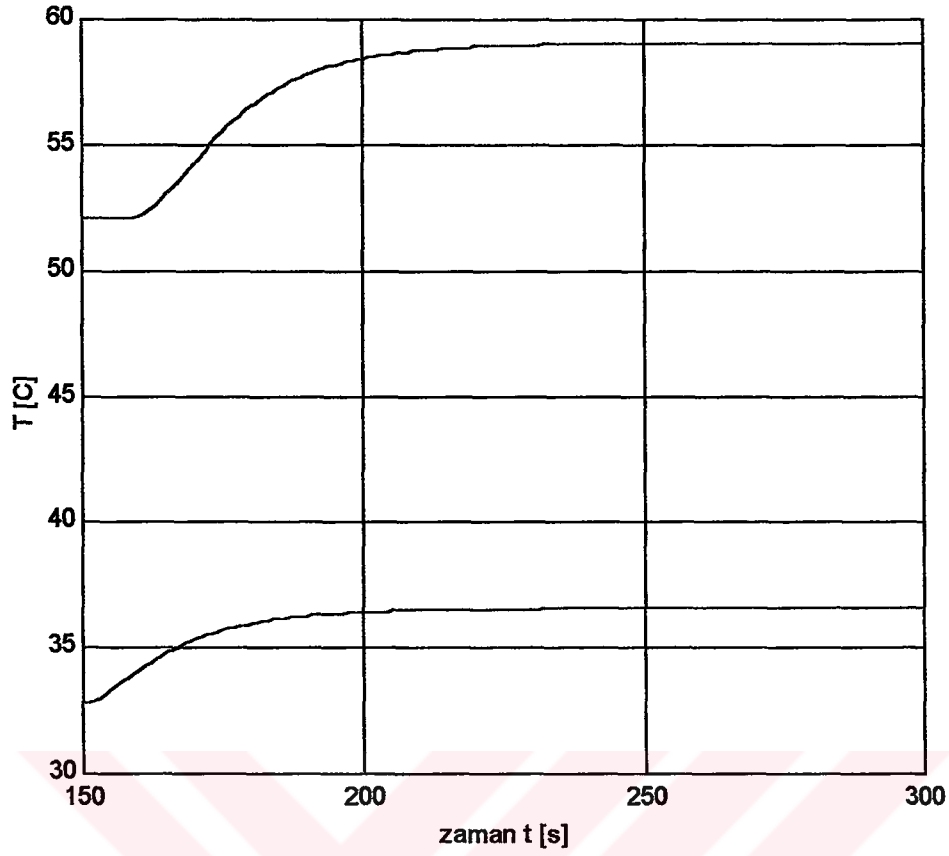
$$G_d(s) = \frac{1}{3.9 \cdot s + 1} \quad (5.1e)$$

Isıtma serpantininin MatLAB-Simulink'te kurulan modeli Şekil 5.3'te verilmiştir. Elde edilen modelde hava girişi 10°C'de sabitken, giriş suundaki sıcaklığın 70°C'den 80°C'ye basamak çıkışına karşılık sistemin cevabı ise Şekil 5.4'te verilmiştir. Çıkış büyüklükleri hava ve su sıcaklıklarıdır.

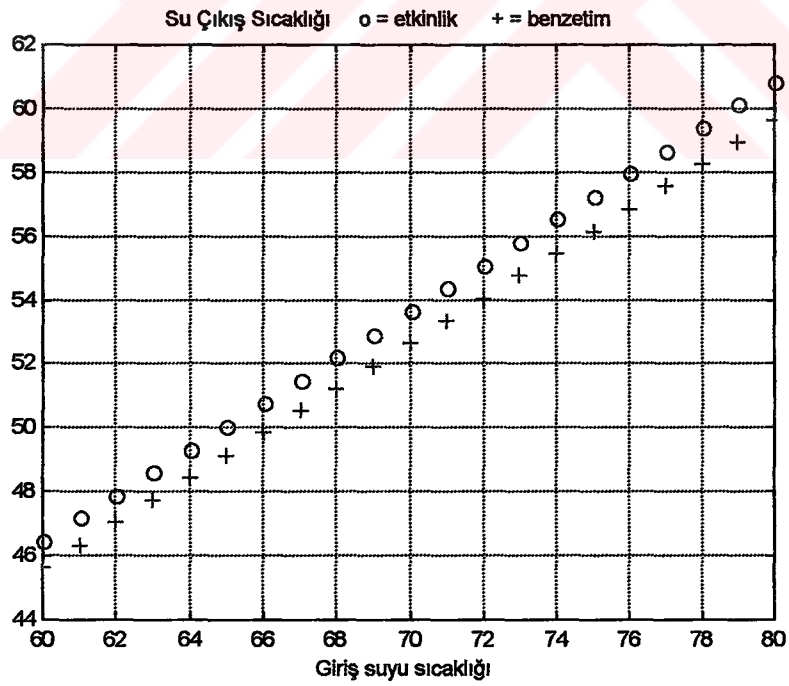


Şekil 5.3: Isıtma serpantini modelinin MatLAB-Simulink'te gösterimi

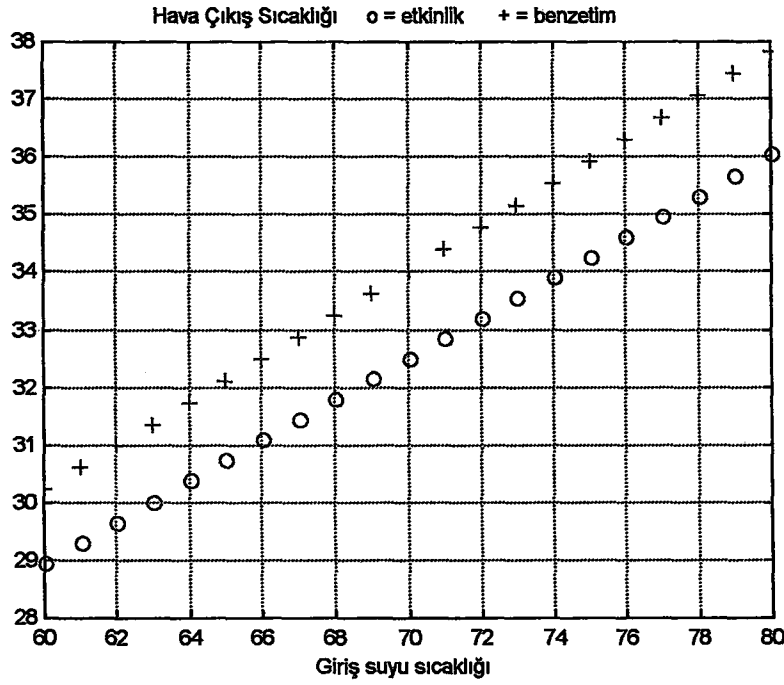
Modelin doğrulanması amacıyla 60 - 80°C giriş suyu sıcaklığı aralığı için çıkış büyüklükleri, etkinlik yöntemiyle hesaplanmıştır. Bu hesap esnasında hava giriş sıcaklığı sabit alınmıştır. Elde edilen çıkış büyüklükleri ısıtma eşanjörünün sürekli durumu için geçerlidir ve bahsedilen aralık için hem benzetim hem de hesap değerleri Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.4: Isıtma serpantininin açık çevrim cevabı



Şekil 5.5: Etkinlik yöntemi ve benzetim ile elde edilen serpantin su çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması



Şekil 5.6: Etkinlik yöntemi ve benzetim ile elde edilen serpantin hava çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması

5.1.2. Oda Modeli ve Benzetimi

Bu çalışma içerisinde ele alınan ofis, tek bir odadan oluştuğu varsayılarak modellenmiştir. Gerek günümüzdeki ofis ortamlarının toplu çalışmaya olanak sağlayan ve istenildiği gibi tasarlanabilen açık ofisler şeklinde projelendirilmeleri, gerekse ofis içinde oluşturulması istenen bölümlerin alçıpan ve bunun gibi hafif malzemeler kullanılarak yapılması bu kabulü olanaklı kılmaktadır. Mahalin genel özellikleri ele alındığında toplam alanı 220 m^2 dir ve bu ortama saatte 2775 m^3 hava sirküle edilmektedir. Bu hava miktarı toplam hacmin 5 katına karşılık gelir ve ofisler için önerilen 4-8 hava değişimi/saat değerinin içindedir [4]. İdeal bir ofisin yedi kişi için 100 m^2 'lik alandan oluştuğu düşünülerek; ele alınan ofiste onaltı kişinin çalıştığı öngörülmüştür. Ofis tipi mahallerde taze hava ihtiyacı kişi başına 8 L/s dir [4]. Dolayısıyla bu mahal için toplam $460.8 \text{ m}^3/\text{h}$ taze hava ihtiyacı vardır .

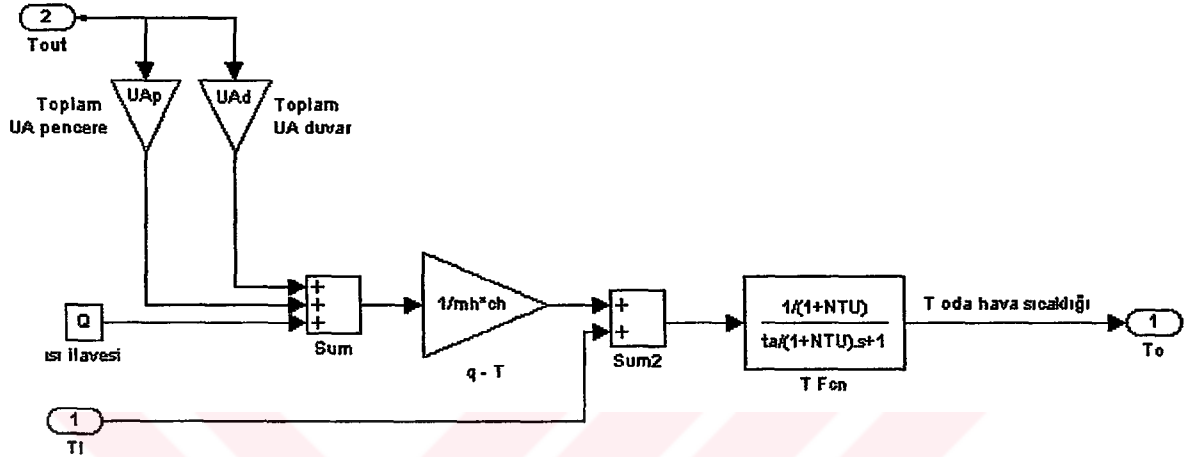
Mahale içinde bulunan insanlardan, elektriksel cihazlardan ve ısıtım yoluyla duvar pencere ve perdelerin soğurduğu ve taşınımıyla mahale ilettiği bir ısı kazancı vardır. Modelde tüm bu ısı kazancı için tahmini 250 W lık bir ısı enerjisi eklenmiştir.

$$UA_{\text{pencere}} = 60 \text{ W/C pencerelerin toplam UA değeri}$$

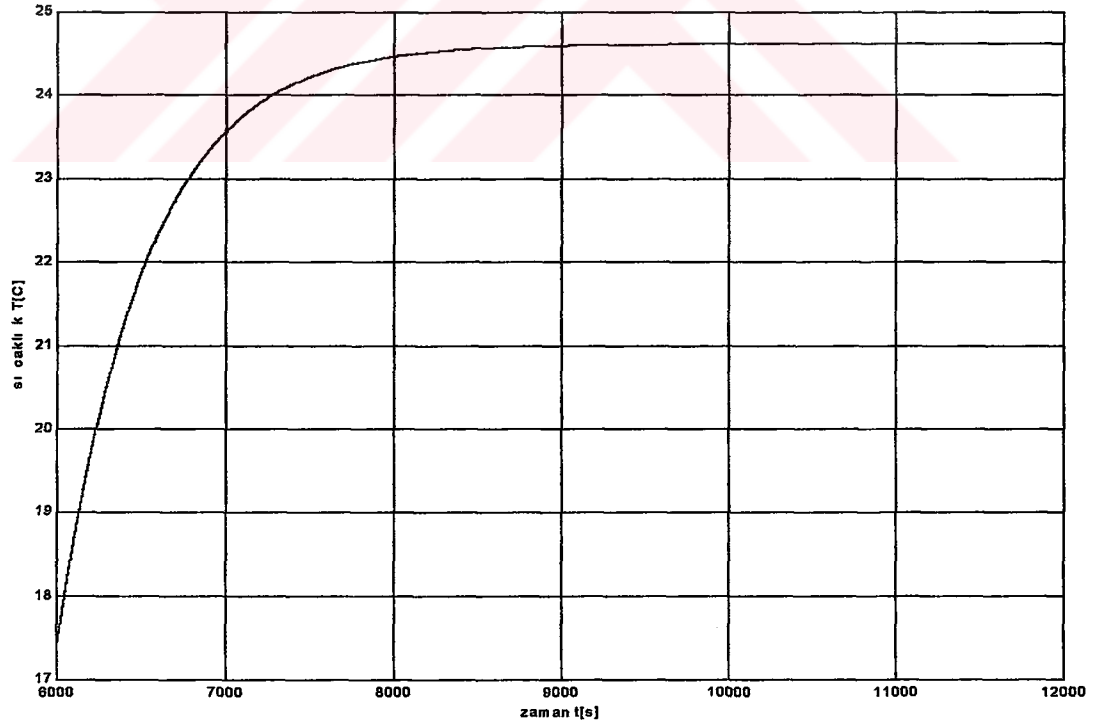
$$UA_{\text{duvar}} = 300 \text{ W/C duvarların toplam UA değeri}$$

Yukarda verilen ve modelde kullanılan UA değ erleri ise pencere ve duvarların toplam UA değ erleridir ve bu değ erler hesaplanırken duvar alanı olarak ofisin iki taban alanı alınmıştır

Yukarda sunulan tüm bu verilere göre elde edilen oda modelinin MatLAB-Simulink'te gösterimi Şekil 5.7'de gösterilmiştir. Modelin açık çevrim basamak cevabı ise Şekil 5.8'de görüldüğü gibidir.



Şekil 5.7: Oda modelinin MatLAB-Simulink'te gösterimi



Şekil 5.8: Oda modelinin açık çevrim basamak cevabı

5.1.3. Kanal Modeli ve Benzetimi

Sistemde yer alan besleme ve egzoz kanalları eş boyutlarda olduğu ve aynı yalıtım malzemesi uygulandığı için her ikisi de tek bir modelle temsil edilmiştir. Toplam hava debisi ($2775 \text{ m}^3/\text{h}$) için $\phi 550 \text{ mm}$ yuvarlak kanal seçilmiştir. Böylece elde edilen hava hızı 3.24 m/s olup uygulamalar için uygun bir değerdedir. Santral ile mahal arasında 20 m uzunluğunda kanal döşendiği ve bu boy boyunca kanal kesitinin değişmediği kabul edilmiştir. Ayrıca kanalların geçtiği ısıtılmayan mahaller boyunca oluşacak ısı kaybını azaltmak için 5 cm kalınlığında taş yünü yalıtım malzemesi ile kaplandıkları öngörülmüştür. Benzetimde ise ısıtılmayan mahalin sıcaklığı dış hava sıcaklığı ile ısıtılan mahal sıcaklığının aritmetik ortalaması olarak alınmıştır [20]. Kanalın UA değeri $32.46 \text{ W/}^\circ\text{C}$ olup bu değerın hesabı Ek A'da verilmiştir.

Oda modelinde kullanılan katsayılar aşağıda verilmiştir. Elde edilen modelin MatLAB-Simulink'te gösterimi ise Şekil 5.9'daki gibidir.

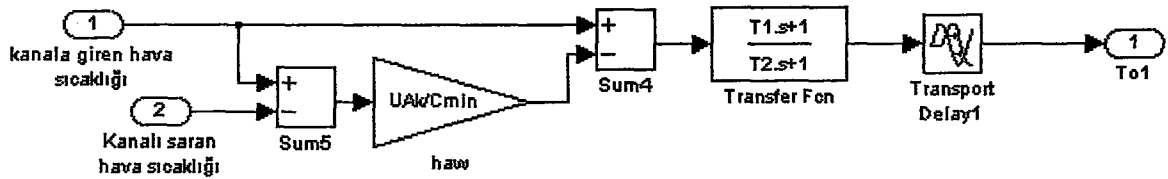
$$h_i = 12.21 \text{ W/m } ^\circ\text{C},$$

$$\lambda_y = 0.05 \text{ W/m } ^\circ\text{C},$$

$$\bar{c}_p = 460 \text{ J/kg } ^\circ\text{C},$$

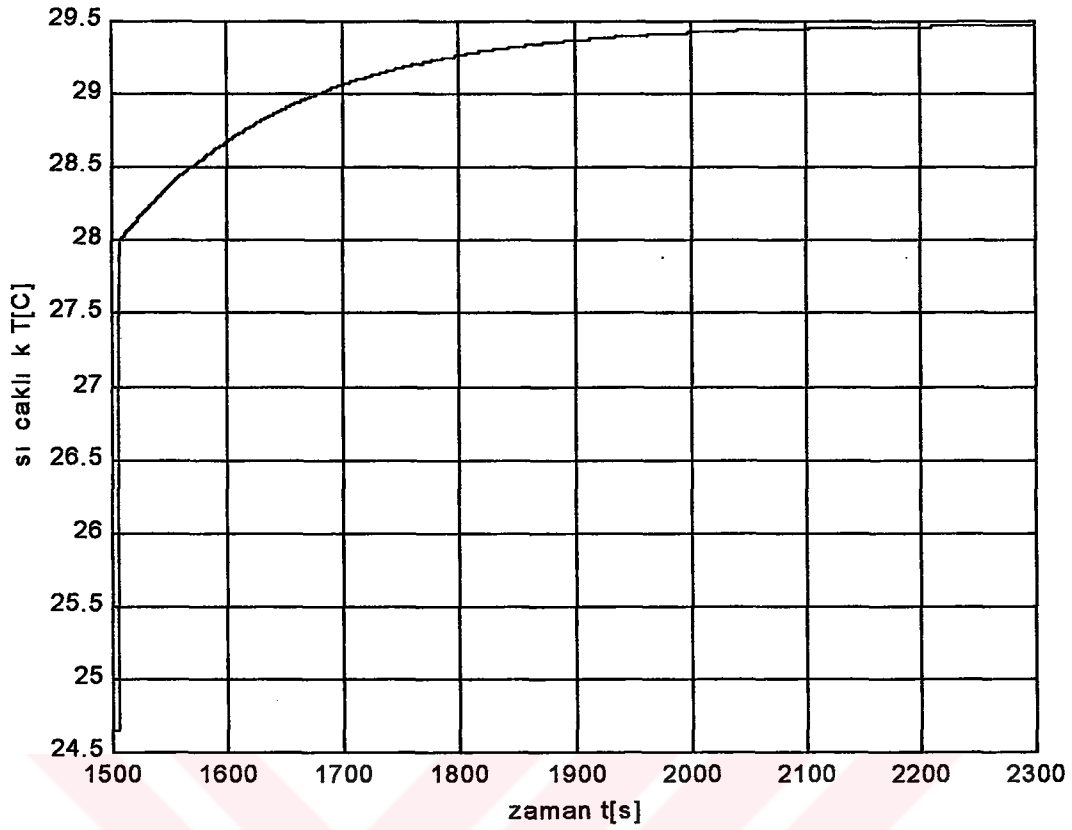
$$d = 4.73 \text{ kg/m},$$

$$y = 20 \text{ m},$$



Şekil 5.9: Kanal modelinin MatLAB-Simulink'te gösterimi

Kurulan kanal modelinin basamak cevabı Şekil 5.10'da verilmiştir. Burada besleme kanalına giren hava sıcaklığı 25°C 'den 30°C 'ye çıkarıldığında kanal çıkışındaki sıcaklık değişimi görülmektedir.



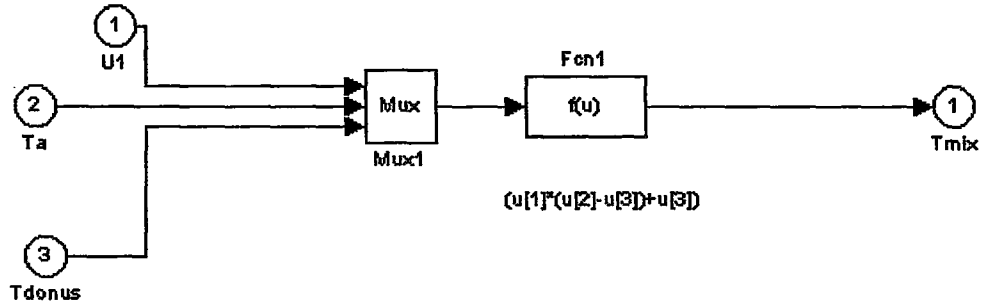
Şekil 5.10: Kanal modelinin basamak cevabı

5.1.4. Karışım Hücresi Modeli ve Benzetimi

Kurulan karışım hücresi modeli ayrı bir kontrol döngüsü ile kontrol edilebilse de; bu uygulamada damperler sabit bir değere ayarlanmıştır. Oluşturulan modelde damperlerin doğrusal bir yapıya sahip oldukları ve uygulamaya göre boyutlandırıldıkları kabul edilmiştir. Ele alınan ofis için gerekli olan taze hava toplam sirküle edilen havanın % 16.68'ini oluşturur. Gerek gerçekte damperlerin doğrusal olmayan davranışlarda bulunabilecekleri, gerekse ilerde ortaya çıkabilecek ihtiyaçlar düşünülerek karışım damperi % 25 taze hava verecek şekilde ayarlanmıştır. Kurulan karışım hücresinin MatLAB-Simulink'teki gösterimi Şekil 5.11'de verilmiştir.

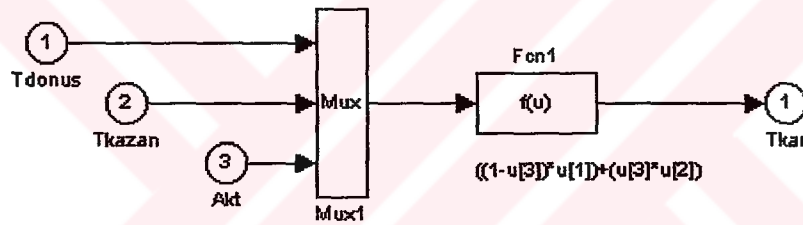
5.1.5. Vana ve Motor Elemanı Modeli ve Benzetimi

Kullanılan vana doğrusal karakteristiğe sahiptir. Kontrol organı vana motor elemanına 0-1 V büyüklüğü arasında bir sinyal gönderir. Bu sinyal 0 olduğunda

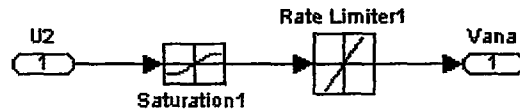


Şekil 5.11: Karışım hücresi modelinin MatLAB-Simulink'te gösterimi

çıkışta tamamen soğuk akışkan, 1 olduğunda tamamen sıcak akışkan veya 0,5 olduğunda ise % 50 sıcak ve % 50 soğuk akışkan karışımı elde edilir. Ara değerler için ise yine aynı doğrusal bağıntı geçerlidir. Bu amaçla oluşturulan vana ve vana motor elemanı modellerinin MatLAB-Simulink'teki gösterimi sırasıyla Şekil 5.12 ve Şekil 5.13'teki gibidir.



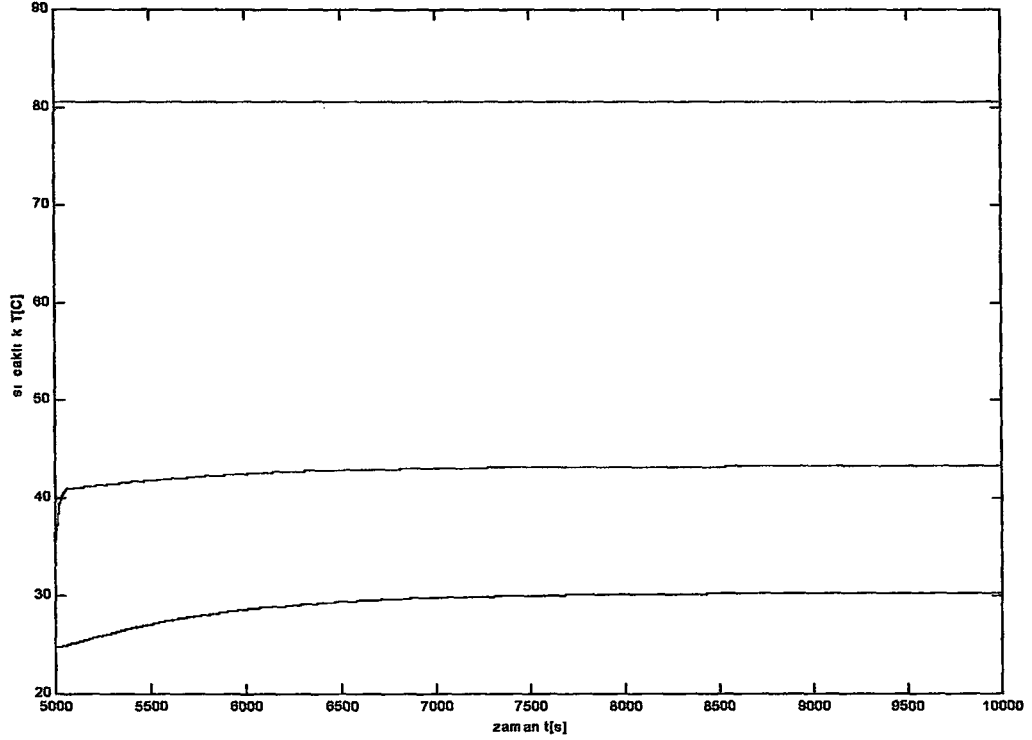
Şekil 5.12: Vana modelinin MatLAB-Simulink'te gösterimi



Şekil 5.13: Motor eleman modelinin MatLAB-Simulink'te gösterimi

5.2. İncelenen Sistemin Açık Çevrim Cevabı

Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'de gösterilen ve alt sistemlerinin modelleri ile açık çevrim cevapları "5.1. Alt Sistemlerin Modellenmesi ve Benzetimi" bölümü içerisinde ele alınan tüm sisteme ait açık çevrim cevabı bu bölümde incelenecektir. Kontrol sinyali 0,5'ten (vananın yarı açık konumu) 1 V (vananın tam açık konumu) büyüklüğüne getirildiğinde açık çevrim cevabı (oda sıcaklığı) Şekil 5.14'te gösterildiği gibidir. Şekilde verilen çıkış büyüklükleri besleme kanalı sıcaklığı, oda sıcaklığı ve serpantin çıkış suyu sıcaklığıdır.



Şekil 5.14: Tüm sistemin açık çevrim cevabı

Şekil 5.14'ten de görülebileceği gibi sistem parametreleri aşağıda verilen büyüklüklerdir:

- Ölü zaman $T_d = 6.18 \text{ s}$,
- Zaman Sabiti $\tau = 896 - T_d = 889.82 \text{ s}$,
- Sistem kazancı $K_s = \text{Oda sıcaklığındaki değişim} / \text{Kontrol sinyalindeki değişim}$

$$K_s = 16.72237 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{V}$$

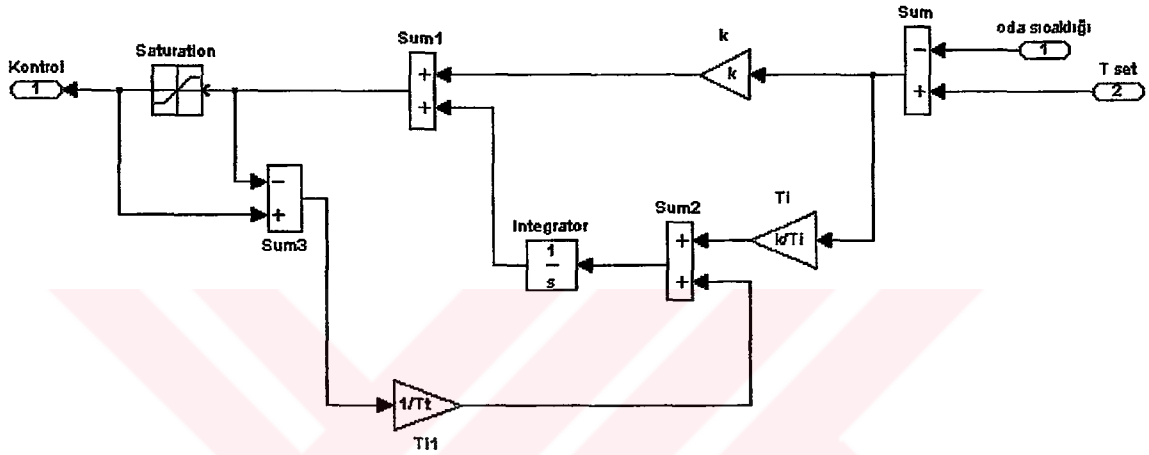
5.3. İncelenen Sistemin Kontrolü

Ele alınan sistemin kontrolü PI ve PI tip bulanık kontrol organlarıyla gerçekleştirilecektir. Bu amaçla bu bölüm içerisinde, gerek PI gerekse PI tip bulanık kontrol organlarının modelleri kurulmuş ve kapalı çevrim cevapları incelenmiştir. Tüm benzetimler sistemde bozucu büyüklük olan değişken dış hava sıcaklığıyla gerçekleştirilmiştir. Dış hava sıcaklığı oluşturulurken herhangi bir meteorolojik veri kullanılmamış periyodu sekiz saat ve genliği $4 \text{ } ^\circ\text{C}$ olan bir sinüsoidal eğriye, yine

düşük frekanslı (1/250 Hz) bir basamak gürültü eklenerek dış hava sıcaklığı modellenmiştir. Ayrıca sabit dış hava sıcaklığı için sistemin klasik PI ve bulanık PI kontrol cevapları Ek B’de verilmiştir.

5.3.1. PI Kontrol

Ele alınan sistemin PI kontrolünde, kontrol organının sahip olduğu integrasyon terimi ve özellikle vana elemanında bulunan doyumdan dolayı integral yığılması oluşur. Bu sebeple kontrol organına söz konusu yığılmayı önleyen bir döngü eklenmiştir. Şekil 5.15’te adı geçen kontrol organının MatLAB-Simulink’teki gösterimi verilmektedir.

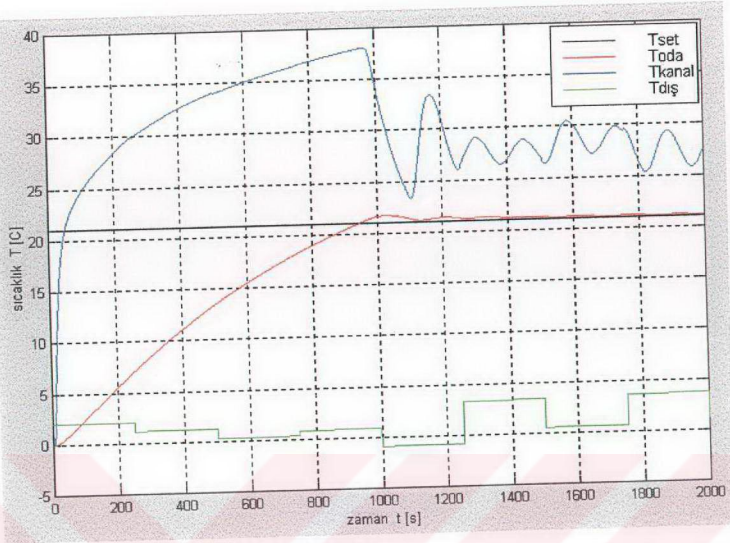


Şekil 5.15: İntegral yığılması önlenmiş PI kontrol organı

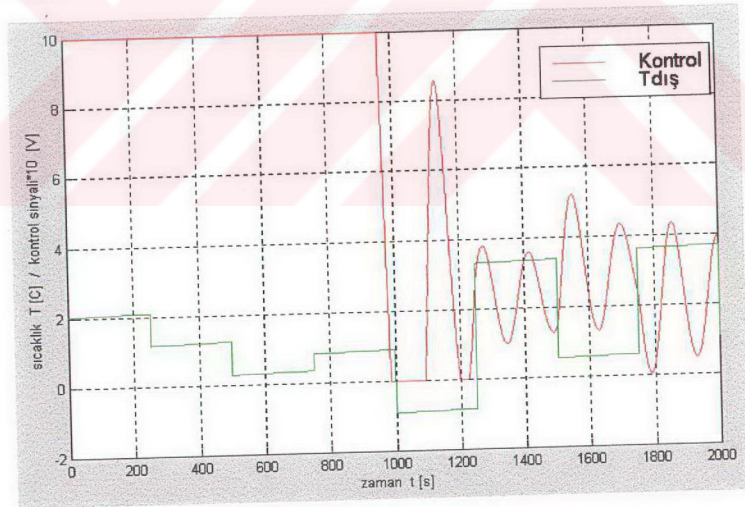
Kontrol organını ayarı üçüncü bölümde verilen, Bekker’in PI tip HVAC kontrol sistemleri için önerdiği katsayılara göre yapılmıştır. PI kontrol katsayıları bir önceki bölümde verilen sistemin açık çevrim parametrelerine bağlı olarak aşağıdaki büyüklükler olarak bulunmuştur:

- $k = 3.26$
- $T_i = 889.01$

Ayrıca integral yığılmasını önlemek için kurulan döngüdeki katsayı (T_i) ise 950 olarak alınmıştır. Buna göre sistemin $T_{set} = 21^\circ\text{C}$ için PI kontrol organı ile verdiği kapalı çevrim cevabı Şekil 5.16’da, PI kontrol organının dışhava değişimine karşın çıkışı ise şekil 5.17’de gösterilmiştir.



Şekil 5.16: PI kontrolü gerçekleştirilen sistemin oda ve besleme kanalı sıcaklığı cevabı



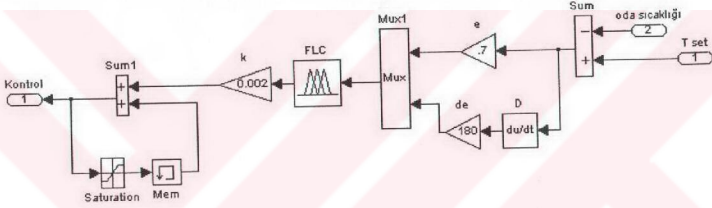
Şekil 5.17: PI kontrolü gerçekleştirilen sistemin dış hava sıcaklığına karşı kontrol çıkışı

5.3.2. PI Tip Bulanık Kontrol

Ele alınan ısıtma ve havalandırma sisteminin kontrolü için PI tip bulanık kontrol organı tasarlanmıştır. Bu kontrol organının çıkışı vana sinyalinin değişimidir ve integral terimi sebebiyle (5.2)'de görüldüğü gibi bir adım önceki vana sinyali değeri ile toplanır.

$$U(I) = dU(I) + U(I - 1) \quad (5.2)$$

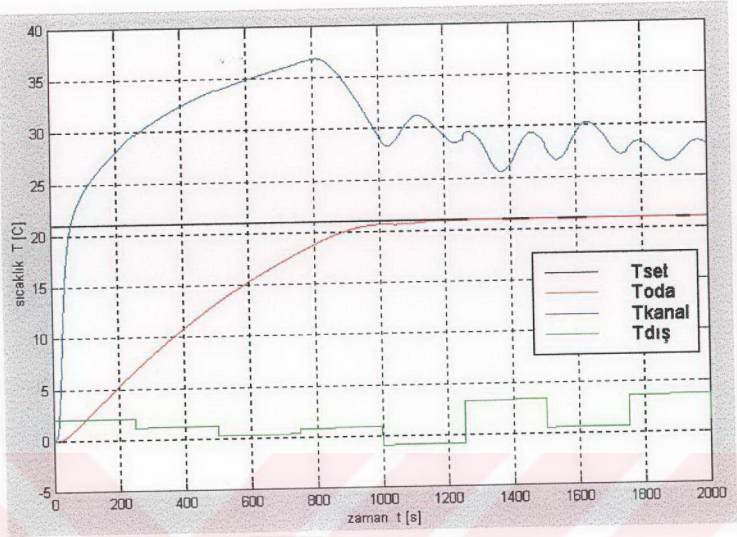
Şekil 5.18'de görülen PI tip bulanık kontrol organında, hata ve hatanın değişimi olmak üzere iki giriş vardır ve bu girişlerin yedişer adet dilsel değeri olduğuna göre toplam 49 adet kural oluşturulmuştur. Ele alınan PI tip bulanık kontrol organının üyelik fonksiyonları, kural tablosu, kontrol yüzeyi Ek C'de verilmiştir.



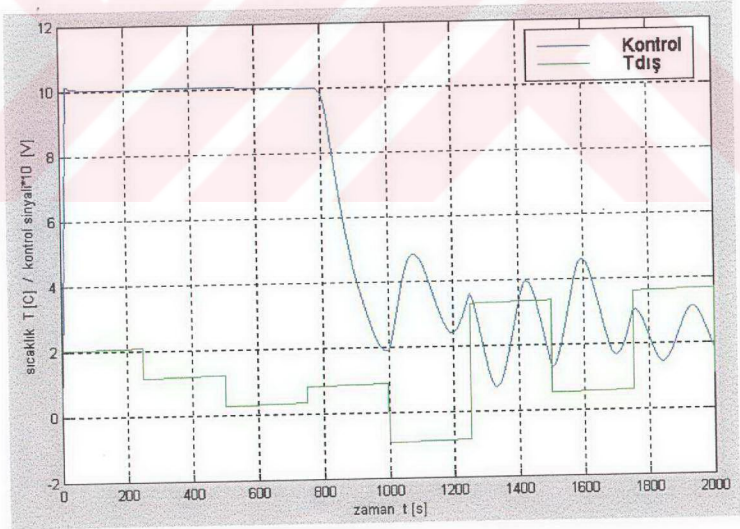
Şekil 5.18: Kurulan PI tip bulanık mantık kontrol organının MatLAB-Simulink'te gösterimi

Ayrıca integral yığılmasını önlemek için PI kontrol organında olduğu gibi ayrı bir döngü yerine, bir önceki kontrol sinyalinin geri beslendiği döngüye 0-1 aralığa sahip bir doyum (saturation) elemanı eklenmiştir. Böylece toplama işleminden (integral teriminden) kaynaklanan ve kontrol sinyalinin şişmesine sebep olan yığılmanın önüne geçilmiştir. Şekil 5.18'de blok diyagramı verilen kontrol organında: e - hata ölçeklendirme faktörü, de - hatanın değişimi ölçeklendirme faktörü ve k ise bulanık kontrol organı çıkış ölçeklendirme faktörüdür ve bu katsayılar bulanık kontrol organının ayarlanmasında önemli bir yere sahiptir.

Tüm bu bilgiler doğrultusunda kurulan PI tip bulanık kontrol organının kapalı çevrim cevabı Şekil 5.19'da gösterilmiştir. Yine PI kontrol organında verildiği gibi bulanık mantık kontrol organının bozucu etkiye karşı sistemi ayar değerinde tutmak için ürettiği çıkış sinyali Şekil 5.20'deki gibidir.



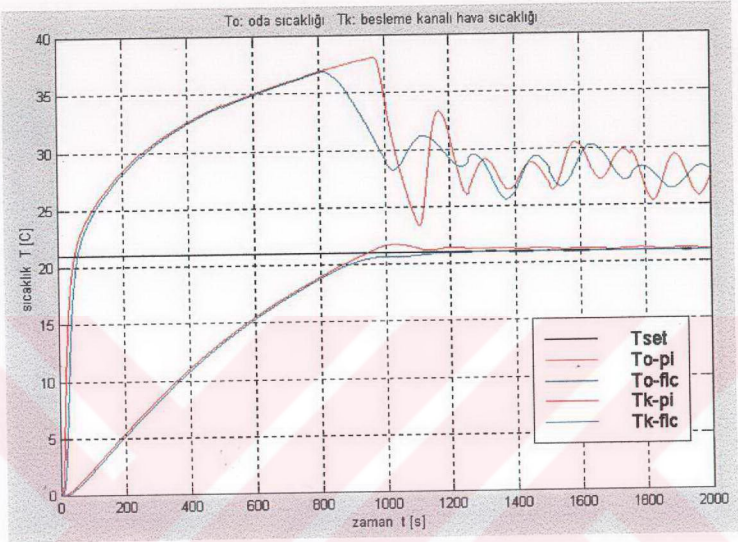
Şekil 5.19: PI-bulanık kontrol sonucu sistemin oda ve besleme kanalı sıcaklığı cevabı



Şekil 5.20: PI – bulanık kontrol organının dış hava sıcaklığına karşı kontrol çıkışı

5.3.3. PI kontrol ile PI Tip Bulanık Kontrol Organlarının Karşılaştırılması

Bu bölümde, bir önceki bölümde (5.3.2) ayrı şekilde kapalı çevrim cevapları verilen her iki kontrol organını bir arada Şekil 5.21 ve Şekil 5.22’de incelenecektir .

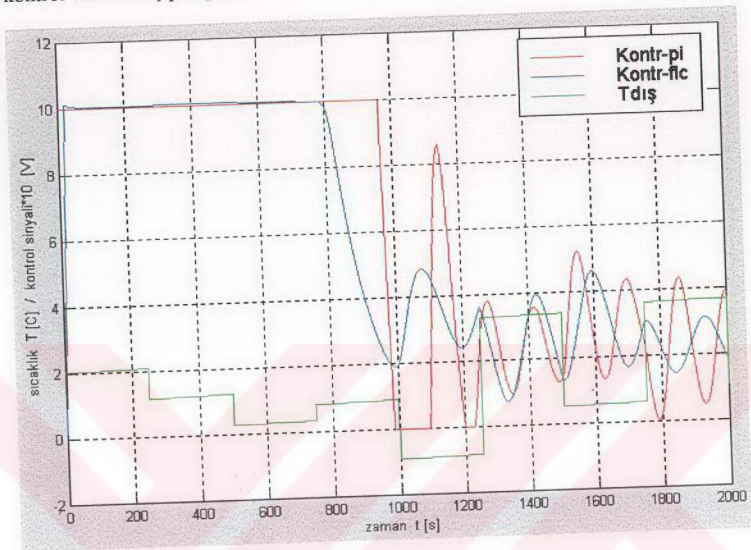


Şekil 5.21: PI ve PI tip bulanık kontrol organlarının kapalı çevrim cevapları

Her ne kadar bulanık kontrol organının, PI kontrol organına nazaran küçük bir farkla yavaş yükseldiği gözlenirse de, oturma zamanı açısından PI kontrol organdan daha iyi bir cevap verdiği görülmektedir. Ayrıca bulanık kontrol organında konfor tekniğinde istenmeyen aşma gözlenmemektedir. Buna karşılık PI kontrol organında ise 0.72 °C'lık bir maksimum aşma görülmektedir. Ancak bu değer HVAC kontrol sistemleri açısından kabul edilebilir boyuttadır. Ayrıca dış hava sıcaklığının değişiminin etkisiyle bulanık kontrol organı ayar değeri etrafında maksimum 0.1 °C'lık bir genlikle salınım göstermekte, aynı etki PI kontrol organında ise maksimum 0.25 °C'lık genlikli salınımlar vermektedir.

Besleme kanalındaki hava sıcaklığı değişimleri incelendiğinde bulanık kontrol organının daha küçük salınımlar verdiği görülmektedir. Bu ise konfor tekniği açısından önemlidir. Özellikle menfezlerin yanlış yerleştirildiği tasarımlarda besleme kanalındaki salınımlar daha çok hissedilir.

Şekil 5.22’de ise iki kontrol organının çıkış sinyalleri karşılaştırılmaktadır. Bulanık kontrol organı, PI kontrol organına göre daha küçük genlikler ve büyük periyotlarla kontrol vanasını açıp kapamaktadır.



Şekil 5.22: PI ve PI tip bulanık kontrol organlarının çıkış büyüklükleri

6. SONUÇ ve ÖNERİLER

HVAC sistemlerinin modellenmesi ve benzetimi çalışmalarında doğru ve güvenilir bir sonuç elde edilmesi uygun modelleme ve benzetim tekniklerinin kullanılması ile sağlanır. Bu amaçla bu çalışma kapsamında incelenen sistemin modellenmesi ve benzetiminde aşağıdaki hususlar gözlenmiştir.

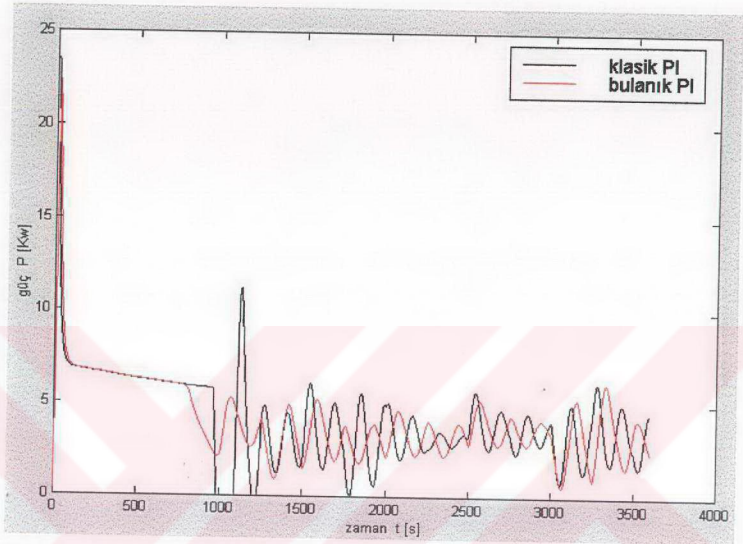
- Isıtma serpantini sürekli durum cevabı bölüm 5.1.1’de verildiği gibi etkinlik yöntemi ile analiz edilmiştir. Sonuçlar etkilik yöntemi ile elde edilen verilerle karşılaştırıldığında su tarafında % 2, hava tarafında ise % 4’lük bir sürekli durum hatası mevcuttur. Bu hata oranları kabul edilebilir sınırlar içindir. Isıtma serpantini modelinde Sorensen’nin önerdiği model ele alınmış ve deneysel bir çalışma yapılmadığı için araştırmacının belirttiği çalışma aralığı seçilmiştir. Burada amaç, geçici durum davranışı incelenmiş ve deneysel olarak uygunluğu ispat edilmiş bir modelin kullanılmak istenmesidir.
- Oda modelinin tüm sistem cevabı üzerinde belirgin bir yeri vardır. Sistem bir çok birinci dereceden transfer fonksiyonun paralel ve seri bağlanmasından oluşur. Ayrıca ölü zaman, doyum vb. doğrusal olmayan ifadeler içermektedir. Buna rağmen tüm sistemin açık çevrim cevabı incelendiğinde birinci dereceden zaman sabiti büyük bir doğrusal sistem cevabı gözlenir. Bunun sebebi oda modelinin alçak geçiren bir filtre (low-pass filter) gibi davranması ve sistemindeki doğrusal olmayan elemanların etkilerini yumuşatmasıdır. Bu davranış ise ihmal edilen veya doğrusallaştırılan bazı ifadelerin oluşturduğu hata payının azalmasını sağlar.
- Modellerde kullanılan küçük ölü zamanlar benzetim esnasında sorun oluşturmaktadır. Özellikle ölü zaman değerinin benzetim adım zamanından küçük olduğu durumlarda sağlıklı sonuçlar alınamamaktadır. Bu amaçla bu ifadeler ya ihmal edilebilir yada modelleme açısından doğru bir yaklaşım olmasada seri bağlı modellerdeki küçük ölü zamanlar toplanarak büyük ve tek bir ifadeye çevrelebilir.

PI kontrol organı ayarı sadece içerdği orantı ve integral katsayıları ile gerçekleştirilirken, bulanık kontrol organı ise oldukça fazla serbestlik derecesine sahiptir. Özellikle üyelik fonksiyonları, ölçeklendirme faktörleri ve kurallar ayar için kullanılmaktadır. Bu çalışma kapsamında bulanık kontrol organı ayarında üyelik fonksiyonları ve ölçeklendirme faktörleri kullanılmıştır ve ayar esnasında aşağıdaki hususlar gözlenmiştir:

- Benzetim adım zamanı bulanık kontrol organı performansında önemli bir etkiye sahiptir. Özellikle değişken ve büyük adım zamanlarında kontrol organının performansı düşmektedir.
- Ölçeklendirme faktörlerinin sistem cevabı üzerindeki etkileri klasik PID kontrol organının etkileri ile benzerdir. Hata ölçeklendirme faktörü, orantı katsayısının; hata değişimi ölçeklendirme katsayısı ise diferansiyel katsayısının etkilerini taşımaktadır. Kontrol çıkışı ölçeklendirme faktörünün ise PI tip bulanık kontrol organlarında önemli bir etkiye sahip olduğu gözlenmiştir. Katsayı arttırıldıkça sistem cevabı hızlanmakta fakat ayar değeri etrafında salınımlar artmaktadır. Oldukça büyük değerlerde kontrol çıkışı ikili kontrol cevabı şeklini almaktadır. Küçük değerlerde ise sistem cevabının oldukça yavaş olduğu ve sürekli durum hatasının arttığı gözlenmiştir.
- Üyelik fonksiyonlarının üzerinde değişiklik yapılarak sistem cevabı düzeltilebilir. Bu amaçla hata dilsel değişkeninde tanımlanmış olan sıfır üyelik fonksiyonunun genişliği daraltılarak sürekli durum hatasının azaltılması gerçekleştirilmiştir.

HVAC sistemlerinde etkin bir kontrol organı tasarımı aynı zamanda enerji tasarrufu anlamına gelir. Bu çalışma kapsamında ele alınan PI-tip bulanık mantık kontrol organı, HVAC sistemlerinde yaygın kullanılan PI tip klasik kontrol organı ile karşılaştırılmıştır. Bölüm 5'te verildiği gibi PI tip bulanık mantık kontrol organında oturma zamanının daha kısa olması, aşmanın gözlenmemesi, ve değişken bozucu büyüklüklere rağmen (dış hava sıcaklığı) oda sıcaklığının ayar değeri etrafında 0.1 C lik bir bölge içinde kalması bu kontrol organının PI tip klasik kontrol organına göre daha etkin ve dayanıklı olduğunu göstermektedir. İncelenen sistemde etkin bir kontrol ile birincil çevrimden yeterli miktarda ısı çekilir, bu da enerji kaynağı olan kazanın daha düşük bir yükte çalıştırılması anlamına gelir. Bu amaçla her iki kontrol

organının üç yollu vana üzerinden kazana geri verdikleri suyun tekrar 80.5 °C çıkış sıcaklığına getirilmesi incelenmiştir. Bunun için bir saatlik çalışma boyunca kazanın yükü Şekil 6.1’de gösterildiği gibidir.



Şekil 6.1: PI ve PI tip bulanık kontrol organlarının ilk çalışma saati süresince kazanı yüklemeleri

Her iki eğrinin altında kalan alan hesaplanarak kullanılan kontrol organlarının bu süre boyunca kazandan çektikleri ısı bulunur. Buna göre incelenen bir saatlik süre boyunca daha etkin bir kontrol sağlanan PI tip bulanık kontrol organından klasik PI kontrol organına göre 200 KJ'lük bir enerji tasarrufu sağlanmıştır. Bu ise aynı süre için kazanın karşıladığı toplam 15000 KJ enerjinin % 1.3'ünü oluşturur. Bu oranın piyasada etkin şekilde ayarlanmamış kontrol organları için artması, beklenen bir sonuçtur.

6.1. Öneriler

Modelleme La
Laplace domeni
inceleme yapıla

nksiyonları ile gerçekleştirilmiştir.
ıç şartları sıfırlanır. Bu ise özellikle
°C'de çalışmaya başlamasını veya

benzetimin belli bir süre çalıştırılıp istenen başlangıç şartlarına getirildikten sonra incelenmesini gerektirir. Bu nedenle sistemin başlangıç şartlarının göz önüne alınabileceği diferansiyel denklemlerle veya durum uzayında modellenmesi bu sorunu ortadan kaldırabilir.

HVAC sistemlerinin genel özelliği içerdikleri ölü zamanlar ve büyük zaman sabitleridir. Özellikle büyük ölü zamanların olduğu HVAC sistemlerinin kontrolü zordur. Bu sistemlerde, bulanık kontrol organının yapısında ölü zaman teriminin etkilerini kompanze eden ayarlamalar veya bu amaçla oluşturulan kompanzatörler kullanılarak kontrol başarıyla sağlanabilir.

Bulanık kontrol organlarının ayarları için oluşturulmuş sistematik bir yöntem yoktur. Buda özellikle çok serbestlik derecesine sahip olan bu kontrol organlarının ayarını zorlaştırmaktadır. Bu çalışma kapsamında kullanılan PI tip bulanık kontrol organı ayarı ağırlıklı olarak ölçeklendirme katsayıları üzerinden sağlanmıştır. Ayrıca üyelik fonksiyonlarında bazı değişiklikler gerçekleştirilmiş olmasına rağmen kurallar literatürde yer alan ve PI tip bulanık kontrol organları için önerilen kurallardır. Gerek kurallar tekrar düzenlenerek gerekse diğer değişkenlerin üzerinde sabırlı bir çalışma gerçekleştirilerek daha verimli ve etkili bir HVAC kontrol sistemi oluşturmak mümkündür.

KAYNAKLAR

- [1] DOE, 1997. United States Department of Energy Information Administration "Monthly Energy Review" Publication No.DOE/EIA 0151 (97/05) Washington, D:C:
- [2] Evcil, N., 2000. Isı izolasyonu ve dış duvarların enerji etkin yenilenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [3] Parmaksızoğlu, C. ve Yıldız, R., 2000. Enerjinin Doğru Kullanımı-Tasarrufu ve Alternatif Enerji Kaynakları, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, İstanbul Bölge İhtisas Komitesi Eğitim Semineri, İstanbul, 16 Aralık.
- [4] Isısan ve Klima San. AŞ., 1997. Klima-Havalandırma Tesisatı, Isısan Çalışmaları No:158.
- [5] Gupton, G.W, 1996. HVAC Controls Operation & Maintenance The Fairmont Press, Inc. Second Edition.
- [6] Hensen, J. I. Application of Modelling and Simulation to HVAC System Energy Systems Research Unit, Esru.
- [7] Stoecker, W.F., 1971. Proposed Procedures for Simulating the Performance of Components and Systems for Energy Calculations, American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, New York.
- [8] Çengel,Y., 1997. Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer, The McGraw-Hill Co.,Inc.
- [9] Kakaç, S. ve Yüncü, H., 1999. Temel Isı Transferi, Bilim Kitabevi, Ankara.
- [10] Reichler, M., 1999. Modeling of Rooftop Packaged Air Conditioning Equipment, Msc. Thesis, University of Winconsin-Madison.
- [11] Bhargava, S. C., McQuiston, F. C. and Zirkle, L. D. Transfer Functions for Crossflow Multirow Heat Exchangers Ashrea Trans. p.294-314.
- [12] Tobias, R.J, 1973. Simplified Transfer Function for Response of Fluids Flowing Through Coils, Pipes or Ducts Ashrae Trans. p. 19-22.
- [13] Borresen, B. A, 1984. HVAC Control Models Sintef Report STF 48 F84019, The Norwegian Institute of Technology A.G. Thunem.
- [14] Sorensen, B. R. and Novakovic, N., 1994. Modeling a Constant Fluid Flow Heating Coil, Using Transfer Functions, 4th International Conference on System Simulation in Buildings, Liege Belgium.
- [15] Sorensen, B. R., 1996. Modeling and Simulation of a HVAC System 38th Simulation Conference on Applied Modeling and Simulation (SIMS) Trondheim-Norway.
- [16] Borresen, B. A, 1984. Thermal Room Models of Control Analysis Ashrae Trans., 84, p. 251-261.
- [17] Borresen, B. A, 1976. Control Analysis and Synthesis of Ventilated Rooms as Multivariable Dynamic Systems, dissertation NTH Trondheim.
- [18] Mehta, D. P. and Woods, J. E., 1980. Experimental Validation of a Rational Model for Dynamic Responses of Buildings, Ashrae Trans. Vol 86.
- [19] Levenhagen, J. I. and Spethmann, D. H., 1993. HVAC Controls and Systems McGraw-Hill, Inc.

- [20] **Kreider, J. F. and Rabl, A.**, 1994. Heating and Cooling of Buildings Design for Efficiency McGraw-Hill, Inc.
- [21] **Aström, K. J. and Hagglung, T.**, 1988. Automatic Tuning of PID Controllers. Instrument Society of America.
- [22] <http://www.ashrae.org/journal/pgart6.htm>, (Hittle, D., C., Dynamic Response and Tuning, ASHRAE Journal).
- [23] **Karahan, M. O.**, 2000. Modellenen ve simülasyonla ayarlanan prototip HVAC sistemine ait PI kontrolün bir binada denenerek karşılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [24] **Bekker, J. E., Meckl, P. and Hittle, D. C.**, 1991. A Tuning Method for First-Order Processes with PI Controllers, ASHRAE Trans., Vol. 97, Part II, p 19-23.
- [25] **Kuo, B. C.**, 1987. Automatic Control Systems, Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall.
- [26] **MathWorks, Inc.**, Fuzzy Logic Toolbox For Use With MatLAB, User's Guide Version 2.
- [27] **Kahraman, H.**, 1998. Bir Bulanık Kontrolörün Performans Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [28] **Ertuğrul, Ş.**, 2000. Akıllı Kontrol ve Değişik Mekanik Sistemlere Uygulanması, İTÜ Makina Fakültesi, Proje Raporu.
- [29] **Huang, S. And Nelson, R. M.**, 1994. Rule Development and Adjustment Strategies of A Fuzzy Logic Controller For an HVAC System: Part One – Analysis, Ashrae Trans. 94, p. 841-850.
- [30] **Huang, S. and Nelson, R. M.**, 1994. Rule Development and Adjustment Strategies of A Fuzzy Logic Controller For an HVAC System: Part Two – Experiment, Ashrae Trans. 94, p. 851-858.
- [31] **Huang, S. and Nelson, R. M.**, 1991. A PID Law-Combining Fuzzy Controller HVAC Applications, Ashrae Trans. 91, p. 768-774.
- [32] **Georgescu, C., Afshari, A. and Bornard, G.** Fuzzy Predictive PID Controllers A Heating Control Application.
- [33] **Ling, K. V. and Dexter, A. L.**, 1994. Expert Control of Air-conditioning Plant, Automatica , Vol. 30, p. 761 – 773.

EK A: Kullanılan besleme ve egzoz kanalları toplam ısı geçirgenlik katsayısı

$0.77 \text{ m}^3 / \text{s}$ hava debisi için kanaldaki hava hızı $3.25 \text{ m}^3 / \text{s}$ alınır, kanal çapı

$$D = \sqrt{\frac{0.77 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot 4}{3.25 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot \pi}} \Rightarrow D = .55 \text{ m} \text{ seçildi.}$$

Seçilen kanal çapı için gerçek hız değeri ise

$$v = \frac{q}{A} = \frac{0.77 \cdot 4}{\pi \cdot 0.55^2} = 3.24 \text{ m/s} \text{ dir.}$$

Kanal ile mahal arasında 20 m olduğu kabul edildi buna göre kanaldaki ölü zaman

$$\tau = \frac{y}{v} = \frac{20 \text{ m}}{3.24} = 6.173 \text{ s} \text{ olur.}$$

5 cm kalınlığında taş yünü izolasyon uygulaması yapıldığında

$$R_i = \frac{1}{h_1 \cdot A} = \frac{1}{9.9631 \cdot (\pi \cdot 0.55 \cdot 20)} \quad (\text{iç taşınım direnci})$$

$$R_i = 2.904443635 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$R_1 = R_{kanal} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 \cdot \pi \cdot k_1 \cdot L} = \frac{\ln(2755/2750)}{2 \cdot \pi \cdot 80 \cdot 20}$$

$$R_1 = 1.80693 \cdot 10^{-7} \text{ } ^\circ\text{C/W} \quad k_{izolasyon} = 0.05 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$R_2 = R_{izolasyon} = \frac{\ln(3255/2755)}{2 \cdot \pi \cdot 20 \cdot 0.05} = 0.026543039 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$R_0 = \frac{1}{h_2 \cdot A_3} = \frac{1}{18 \cdot \pi \cdot 0.651 \cdot 20} \quad (\text{dış taşınım direnci})$$

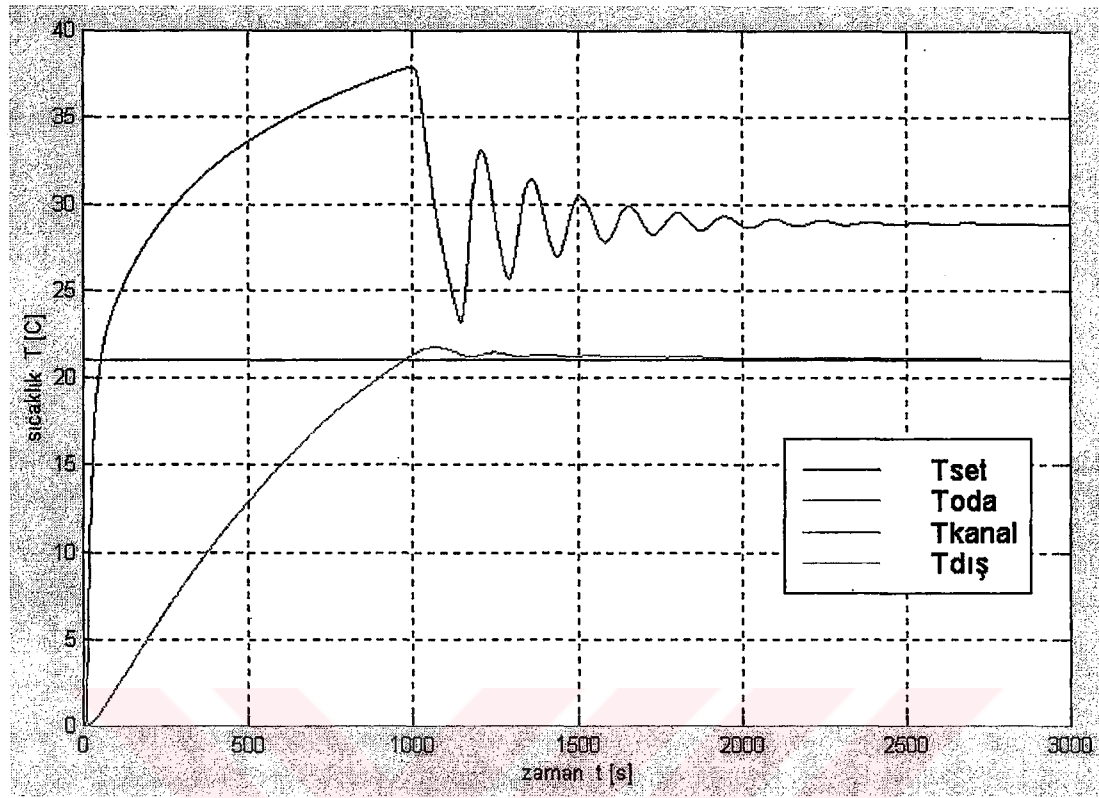
$$R_0 = 1.358209106 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$R_T = R_i + R_1 + R_2 + R_0$$

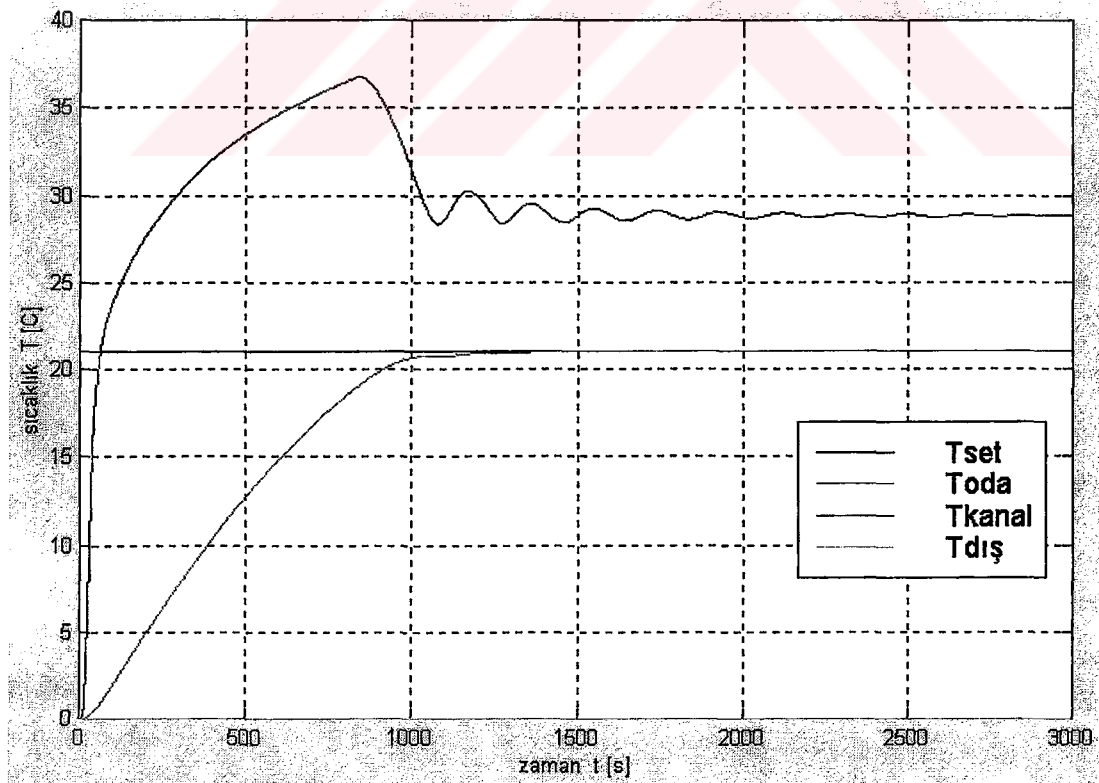
$$R_T = 2.904443635 \cdot 10^{-3} + 1.806936718 \cdot 10^{-7} + 0.026543039 + 1.358209 \cdot 10^{-3}$$

$$R_T = 0.0308058724 \text{ } ^\circ\text{C/W} \Rightarrow \text{UA} = 32.46134331 \text{ W/}^\circ\text{C} \text{ olur.}$$

EK B: Sabit dış hava sıcaklığında klasik PI ve bulanık PI kontrol cevapları

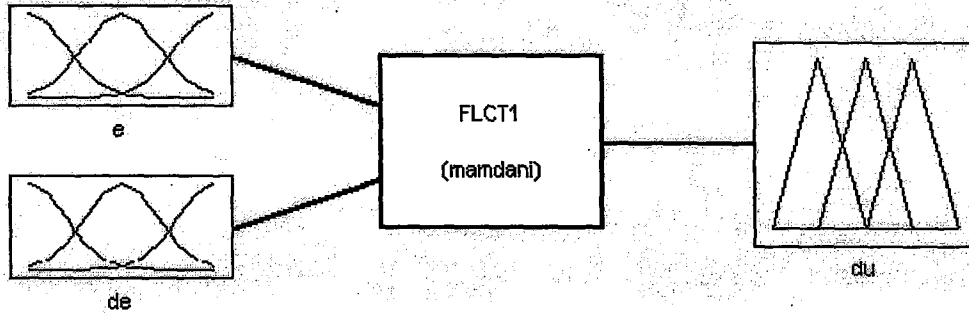


Sabit dış hava sıcaklığında klasik PI kontrol organı cevabı

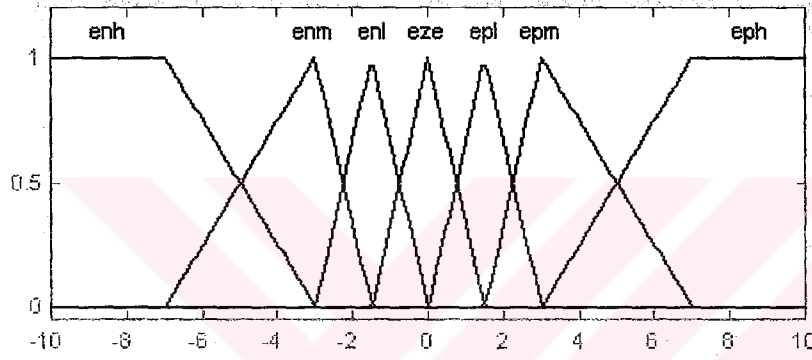


Sabit dış hava sıcaklığında bulanık PI kontrol organı cevabı

EK C: PI tip bulanık kontrol organı tasarımında kullanılan üyelik fonksiyonları, kurallar.

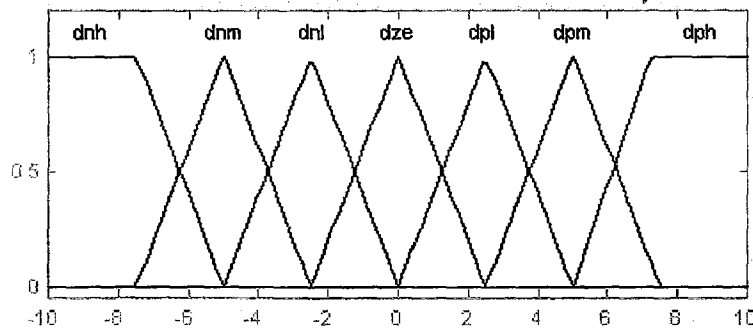


e (hata), de(hatanın değişimi), du(kontrol organı çıkış büyüklüğü değişimi) olmak üzere tasarlanan bulanık kontrol organının genel görünümü



Tanımlanan dilsel değişkenlerden hatanın üyelik fonksiyonları

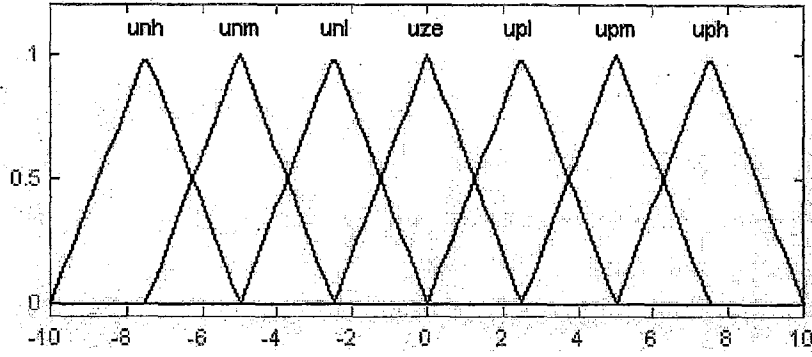
enh : negatif büyük
enm : negatif orta
enl : negatif küçük
eze : sıfır
epl : pozitif küçük
epm : pozitif orta
eph : pozitif büyük



Tanımlanan dilsel değişkenlerden hatanın değişiminin (du) üyelik fonksiyonları

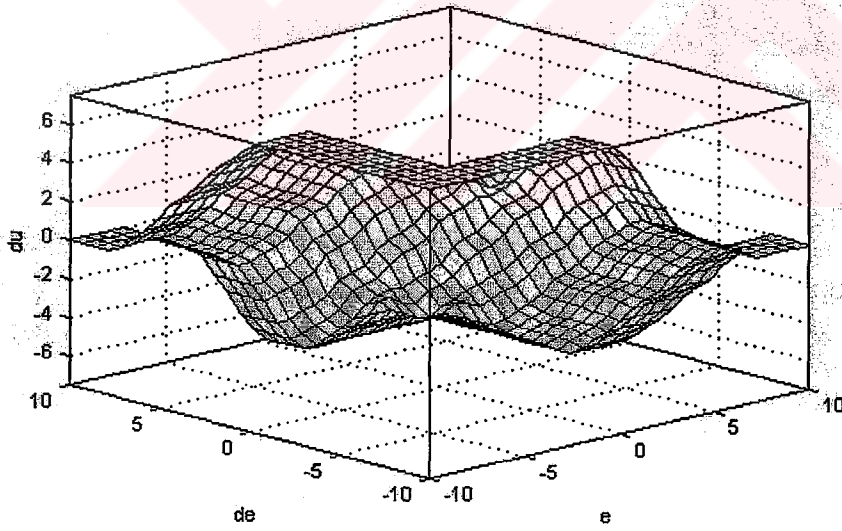
dnh : negatif büyük
dnm : negatif orta
dnl : negatif küçük

dze : sıfır
dpl : pozitif küçük
dpm : pozitif orta
dph : pozitif büyük

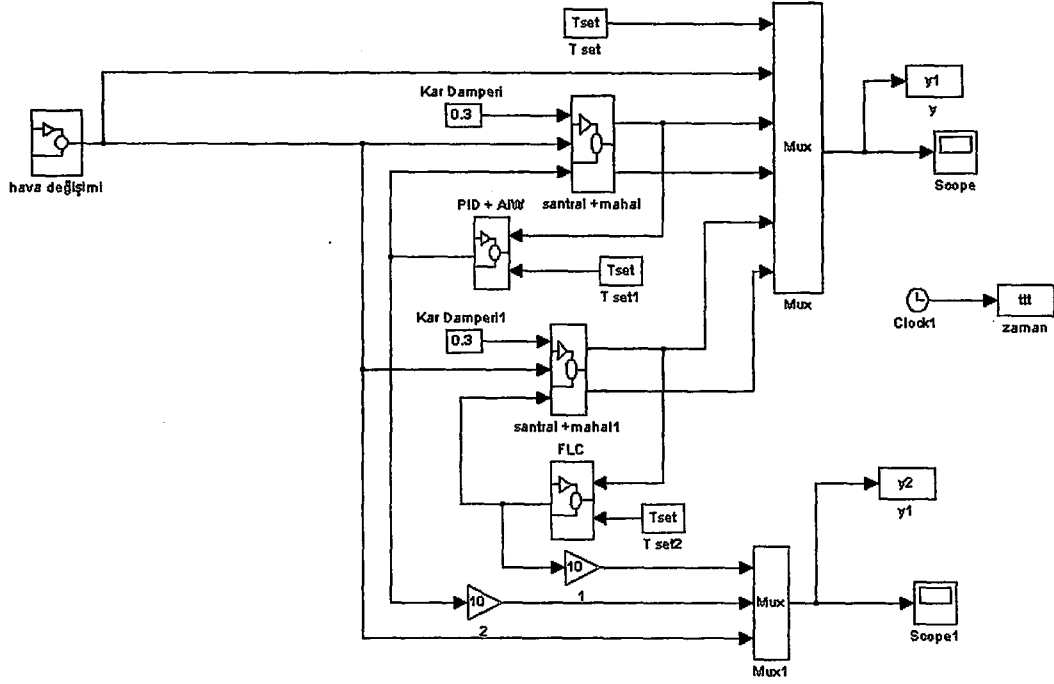


Tanımlanan dilsel değişkenlerden hatanın değişimi (du) üyelik fonksiyonu

unh : negatif büyük
unm : negatif orta
unl : negatif küçük
uze : sıfır
upl : pozitif küçük
upm : pozitif orta
uph : pozitif büyük



Bulanık kontrol kontrol yüzeyi



Kurulan PI ve PI tip bulanık kontrol organlarının performanslarının karşılaştırıldığı simülasyon düzeneği

Tablo C.1 PI tip bulanık kontrol organı kurallar tablosu

	ENH	ENM	ENL	EZE	EPL	EPM	EPH
DPH	DZE	DNL	DNM	DNH	DNH	DNH	DNH
DPM	DPL	DZE	DNL	DNM	DNM	DNM	DNH
DPL	DPM	DPL	DZE	DNL	DNM	DNM	DNH
DZE	DPH	DPM	DPL	DZE	DNL	DNM	DNH
DNL	DPH	DPM	DPM	DPL	DZE	DNL	DNM
DNM	DPH	DPM	DPM	DPM	DPL	DZE	DNL
DNH	DPH	DPH	DPH	DPH	DPM	DPL	DZE

ÖZGEÇMİŞ

Emrah Sarı, 1975 yılında İstanbul'da doğdu. 1993'te Kabataş Erkek Lisesi'nden mezun olduktan sonra aynı yıl Y.T.Ü. Makina Mühendisliği Makina Bölümü'ne girmeye hak kazandı. Lisans öğrenimini bunu takip eden 4 yıl içerisinde tamamladı. 1997 yılında İ.T.Ü. Yabancı Diller Okulu'nda bir yıl süreyle İngilizce hazırlık sınıfından sonra, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Makina Teorisi ve Kontrol programında yüksek lisans öğrenimine başladı.

