

TEK BÖLGELİ BİR ISITMA-HAVALANDIRMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ VE SİMÜLASYONU

Mesut ŞENGİRGİN, Erhan PULAT

Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 16059/Görükle-Bursa

Geliş Tarihi : 08.06.2004

ÖZET

Bu çalışmada, büyük bir büronun ısıtma-havalandırma sisteminin modellenmesi ve bilgisayar çözümleri sunulmaktadır. Sistem, klasik tek bölgeli bir ısıtma-havalandırma sisteminden oluşmaktadır. Isıtma sistemi aç-kapa tipi denetim organıyla denetlenmektedir. Bilgisayar çözümleri, dış hava sıcaklığı değişimi sinüs giriş ve çeşitli dış hava/geri dönüş havası oranına göre elde edilerek sistemin dinamik davranışını nasıl etkilediği araştırılmıştır. Bu amaçla MATLAB/Simulink programı kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler : Modelleme, Simülasyon, Isıtma ve havalandırma, Tek-bölge, Oda hava sıcaklığı

MODELLING AND SIMULATION OF A SINGLE-ZONE HEATING AND VENTILATION SYSTEM

ABSTRACT

In this study, modelling and simulation results of a single-zone heating and ventilation system of a large office room are introduced. Heating system is controlled by an on-off controller. By considering the sinusoidal outdoor air temperature variation and various outdoor/return air ratios as input parameters, dynamic behaviour of room air temperature are investigated. For this purpose, MATLAB/Simulink code is used.

Key Words : Modelling, Simulation, Heating and ventilation, Single-zone, Room air temperature

1. GİRİŞ

Yeme-içme, giyinme ve ısınma insanlığının eski çağlardan beri süregelen en temel ihtiyaçlarının başında gelmektedir. Asya'da M.Ö. 450 000 ila 350 000 yılları arasında bulunduğu tahmin edilen ateşin, ısınma için kullanılması sayesinde insan, o zamana kadar yaşamasına elverişli olmayan bölgelere doğru yayılmaya başlamış ve insanlık tarihi boyunca ısınma, mağaralarda ve diğer barınaklarda ateşle ısınmadan (Cipolla, 1992), günümüzdeki gelişmiş ısınma ve klima sistemlerine gelinceye kadar enerji kaynakları, enerjinin dönüşümü, enerjinin kullanımı ve korunumu gibi konuları da kapsayarak her zaman önemini korumuştur. Gelişmiş ülkelerde enerji

tüketiminde sanayi sektörü başı çekmesine rağmen konut sektörü de enerji tüketiminde önemli bir paya sahiptir ve çevre kirliliği ve özellikle de hava kirliliği üzerindeki etkisi de azımsanmayacak derecede önemlidir (Güler ve ark., 2000). Bu durum ülkemiz için de geçerliliğini korumakla birlikte konut sektörü enerji tüketiminde yakın geçmişte hep ilk sırayı almış (Bkz Tablo 1), 1993 yılında % 28.7'ye gerilemiş, 2010 yılında ise sektörün payının % 21.3 olacağı tahmin edilmekle birlikte (Hepbaşlı, 2001) ısınmanın sektördeki payı ise 1985-1990 ve 1995 yılları için % 57, % 53 ve % 50 olarak gerçekleşmiştir (Ertay ve İleri, 1997). Özellikle büyük illerimizdeki hava kirliliği göz önüne alındığında konunun önemi ortaya çıkmaktadır.

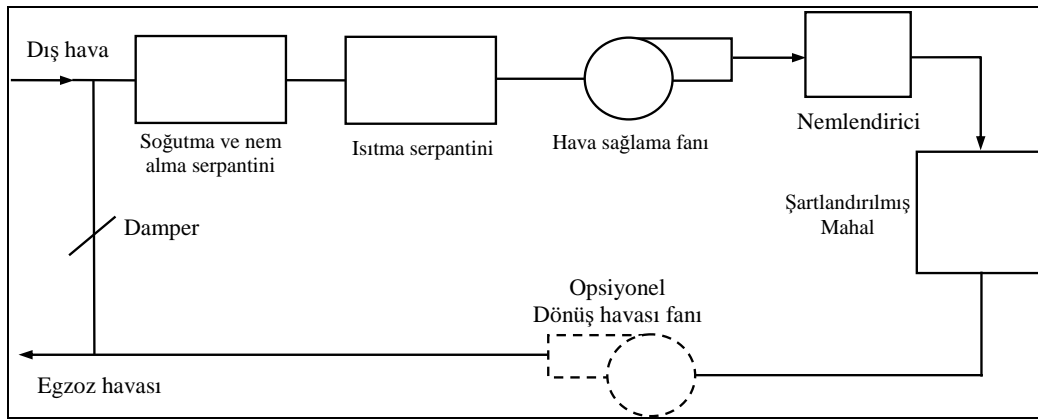
Tablo 1 Türkiye’de Sektörlerin Enerji Tüketiminde % Olarak Payları (İleri, 1987)

| | 1970 | 1975 | 1980 | 1985 |
|-------------|------|------|------|------|
| Konut | 50 | 46 | 46 | 45 |
| Sanayi | 26 | 27 | 28 | 28 |
| Ulaştırma | 19 | 21 | 19 | 18 |
| Tarım | 3 | 3 | 3 | 4 |
| Enerji dışı | 2 | 3 | 4 | 5 |

Zaruri olmayan ihtiyaçlar bakımından insanlar ve toplumlar arasında farklılıklar olmasına rağmen ısınmanın dolayısıyla ısıtmanın yanında havalandırma, iklimlendirme ve soğutma sistemlerinin kullanımı da günümüzde yaşamın ayrılmaz bir parçası haline gelmiş ve enerji tasarrufu ve dolayısıyla daha az çevre kirliliği bu tür

sistemlerin tasarımında önemli bir parametre olarak karşımıza çıkmıştır.

Şartlandırılmış mahallerle ısı kaynağı arasında ısıyı transfer eden sistemler “ısı dağıtım sistemi” olarak adlandırılırlar (Stoecker and Jones, 1982). Ayrıca bu sistemlerde klasik tek-bölgeli sistem (single-zone system) ve çok-bölgeli sistem (multi-zone system) olarak gruplandırılmaktadır (Stoecker and Jones, 1982; McQuiston and Parker, 1988). Klasik tek-bölgeli bir sistemin şematik gösterimi Şekil 1’de verilmiştir. Uygulamada karşılaşılan durumlara bağlı olarak dönüş havası fanı kullanılabilir veya kullanılmayabilir yada sistem elemanlarının yeri değişebilir.



Şekil 1. Klasik tek-bölgeli bir sistem (Stoecker and Jones, 1982, McQuiston and Parker, 1988)

Isıtma havalandırma ve klima sistemlerinin çeşitli uygulamalarında bilgisayar kullanımı, bu teknolojinin gelişimine paralel olarak 1960’lı yılların başlarına kadar uzanmaktadır (Kusuda, 2001).

Elemaner dinamik sistemlerin analizinde model kurma ve fiziksel sistemlerin modellerinin oluşturulmasında genel olarak dikkat edilecek hususlar (örneğin kümelenmiş eleman özellikleri) Shearer et al., (1984) tarafından verilmiştir. Ayrıca Lebrun (1994) ısıtma, havalandırma ve klima sistemlerinin simülasyonu hakkında genel bilgiler vermiş ve güçlü yazılım paketlerinin kullanılmasının bu sistemlerin simülasyonunun önemi üzerinde durmuştur.

Ardehali and Smith (1997) çeşitli operasyon stratejilerinin avantaj ve dezavantajlarını birim alan başına yıllık enerji tüketimi cinsinden simülasyon programı kullanarak ifade etmişlerdir.

Riederer et al. (2002) ısıtma, havalandırma ve klima kontrol sistemlerinin test modelini kurmuş ve Matlab/Simulink yazılımını kullanarak simülasyonu gerçekleştirip deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır.

Yakut ve ark. (2002), ısıtma, havalandırma ve klima (HVAC) sistemlerinde kontrol yöntemleri hakkında bilgi vermişler ve enerji tasarrufu açısından kontrolün önemini vurgulamışlardır.

Kılıç (1990) konut sektöründe enerji tüketiminin fazlalığına dikkat çekerek, kontrol sistemlerini kullanarak değil de klasik ısıtma ve soğutma yükü hesabı metodu yerine dengelenmiş enerji yöntemini kullanarak ısı geri kazanılmasını bir uygulamayla açıklamaya çalışmıştır.

Alnıpak ve Güven, (1992)’in çalışmaları da yine klima sistemlerinde kontrolle ilgilidir.

Williams, (1982)’in çalışması da maksimum enerji korunumu için klima sistemlerinin kontrolü ile ilgili olmasına rağmen bu kontrollerde, kontrol elemanı olarak bilgisayar kullanılmasına dikkat çekmesiyle diğer çalışmalardan ayrılır. Williams’ın çalışması tek-bölgeli sistemleri de kapsamaktadır.

Zaheer-uddin and Goh, (1991), kapalı döngü değişken hava debili (VAV) tek-bölgeli bir sistemin geçici rejim davranışını sistem elemanlarını

modelleyip simülasyonunu yaparak incelemişlerdir. Bu incelemelerinde çeşitli şartlar altındaki sistemin birim basamak cevaplarını elde etmişlerdir. Zaheer-uddin and Zheng, (1994) daha sonra yaptıkları çalışmada, bu çalışmalarını çok-bölgeli sistemlere genişletmişlerdir.

Hause and Smith, (1995) ise ASHRAE'nin önerdiği tipik bir ısıtma, havalandırma ve klima sisteminin optimal kontrolü için sistem tabanlı bir yaklaşımı sunmaya çalışmışlardır. Yaklaşımlarının geleneksel kontrol stratejilerine göre % 24 daha fazla enerji tasarrufu sağladığını belirtmişlerdir.

Zaheer-uddin and Zheng (2000), yaptıkları diğer bir çalışmada iki-bölgeli değişken hava debili bir ısıtma sistemi için çok aşamalı optimizasyon tekniğini ve singüler pertürbasyon tekniğini kullanarak enerji korunumu açısından optimal kontrolü sağlamaya çalışmışlardır.

Yukarıdaki çalışmalar incelendiğinde, enerji tüketiminde konut sektörü son yıllarda payının azalmasına rağmen önemini korumaya devam etmekte ve ısıtma da bu sektör içinde başı çekmektedir. Dolayısıyla ısıtma ve klima sistemlerinde, bu sistemlerin çeşitli uygulama şartlarında davranışlarının iyi anlaşılup analizlerinin yapılması ve kontrol stratejilerinin tespit edilmesi enerji tasarrufu açısından ve dolayısıyla da çevre kirliliği üzerine etkileri açısından son derece önemli gözükmektedir.

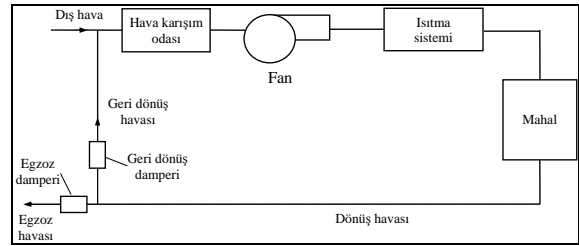
Ayrıca genel olarak canlıların çevreleriyle olan ısıl etkileşimini, canlıların yani başta insan olmak üzere hayvanlar ve bitkilerin çevreleriyle (mekan havasıyla) olan ısıl etkileşimi; mekan havasının başta bina duvarları olmak üzere etrafındaki eşyalarla ısıl etkileşimini ve binanın (bina kütlelerinin) dış ortamla olan ısıl etkileşimi belirlemektedir. En genel hal, bu üç durumun bir arada meydana geldiği ve karmaşık bir etkileşimin söz konusu olduğu haldir. Bu çalışmada diğer etkileşimler dikkate alınmadan sadece mahal içindeki havanın ısıtma açısından dinamik davranışı incelenmiştir. Bu çalışmanın amacı detaylı ısı kaybı ve karmaşık ısıl etkileşim hesaplarına girmeden ısıtma sistemlerinin dinamik davranışlarını makroskopik olarak araştırmaktır. Bu çalışmada özellikle ofis, oditoryum, laboratuvar, toplantı odası vs gibi mekanlarda önemli olan tek-bölgeli bir ısıtma-havalandırma sistemi için sinüs giriş şartında ve çeşitli giriş havası oranlarında modellenen sistemin dinamik davranışı MATLAB®/Simulink programı kullanılarak elde edilmiştir. Sonuçlar enerji tasarrufu açısından kalitatif olarak değerlendirilip ısıtma-havalandırma sistemlerinin

daha iyi kontrolü için global bir bakış açısı sağlayacağı beklenmektedir.

2. ISITMA-HAVALANDIRMA SİSTEMİNİN MODELİ

Çalışmada göz önüne alınan tek-bölgeli bir ısıtma-havalandırma sisteminin fiziksel modeli şematik olarak Şekil 2'de gösterilmiştir. Sistem, klasik bir tek-bölgeli (Tam havalı, tek zonlu) (McQuiston and Parker, 1988; Anon., 2001) basit bir ısıtma sistemidir ve soğutma, nem alma ve nemlendirme gibi fonksiyonları bulunmamaktadır.

Modellenen ısıtma-havalandırma sisteminin gerçek uygulamalarında Şekil 2'de gösterilmeyen damper, menfez, filtre gibi sistem elemanı da bulunmaktadır. Fakat bu sistem elemanlarının, bu çalışmadaki matematik modelin işleyişine herhangi bir etkisi olmadığından, dikkate alınmamıştır.



Şekil 2. Bir ısıtma-havalandırma sisteminin fiziksel modeli

Fiziksel modeli yukarıdaki gibi oluşturulan bu oda ısıtma-havalandırma sisteminin elemanları ve bu elemanlar modellenirken göz önüne alınan hususlar ve kabuller aşağıdaki gibidir.

2. 1. Mahal

Isıtılacak mahalın 300 m² büyüklüğünde 2.5 m yüksekliğinde, 30 kişinin çalıştığı büyük bir büro olduğu kabul edilmiştir. Büro içinde kişi başına ihtiyaç duyulan hava miktarı 10 lt/s ve kişi başına duyulur ve gizli toplam ısı kazancı 150 W olarak alınmıştır (Stoecker ve Jones, 1982). Mahal içindeki aydınlatma ve diğer ısı kazançları ihmal edilmiştir.

Mahal bölgesi, Sürekli Akışlı Sürekli Açık (SASA) sistemi olarak kabul edilmiş olup tek giriş ve tek çıkış olduğundan dolayı giriş ve çıkış havası debileri eşittir.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_ç \quad (1)$$

Isıtılacak mahalde fazla hava basıncı olmadığı kabul edilerek dönüş havası fanı kullanılmamış olup hava basıncının sabit ve mahal içinde ve dışında atmosfer basıncına eşit olduğu kabul edilmiştir.

Mahal için ısı dengesi,

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_g c_p (T_g - T_m) + \dot{Q}_i - \dot{Q}_k - \dot{m}_c c_p \Delta T_m \quad (2)$$

şeklinde yazılabilir. Mahalden olan ısı kayıpları birçok faktöre bağlı olmasına ve ısıtma yapılan bir mahal için en önemli ısı kayıpları dış ortam sıcaklığına bağlı olarak duvarlardan, tavan ve tabandan olan ısı kayıpları olduğundan dolayı, standart hesaplama metotlarından sonra bulunan değerlerin giren ısı enerjisinin belirli bir oranına karşılık geleceği gözönünde bulundurularak burada mahalden olan bu çeşit ısı kaybının Liddament ve Orme (1998)'nin ofis binaları için belirttiği hususlar da dikkate alınarak giren enerjinin % 70'i olduğu kabul edilmiştir. Buna göre ısı kaybı,

$$\dot{Q}_k = 0.7(\dot{m}_g c_p (T_g - T_m) + \dot{Q}_i) \quad (3)$$

olarak hesaplanabilir. Böylece mahal için ısı dengesi;

$$\dot{Q}_T = 0.3(\dot{m}_g c_p (T_g - T_m) + \dot{Q}_i) - \dot{m}_c c_p \Delta T_m \quad (4)$$

şeklinde yazılır. Mahal içindeki hava sıcaklığının zamanla değişimi için de,

$$M_c \frac{dT_m}{dt} = 0.3(\dot{m}_g c_p (T_g - T_m) + \dot{Q}_i) - \dot{m}_c c_p \Delta T_m \quad (5)$$

elde edilir. Buradan mahal sıcaklığı değişimi için,

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{0.3(\dot{m}_g c_p (T_g - T_m) + \dot{Q}_i) - \dot{m}_c c_p \Delta T_m}{M_c} \quad (6)$$

ifadesi elde edilir. Burada ΔT_m , iteratif olarak denklemin program tarafından çözümü sırasında son mahal sıcaklığının bir önceki adımdaki sıcaklığı arasındaki farktır.

2. 2. Isıtma Sistemi

Isıtma sisteminin, ısıtma serpantininden oluştuğu ve serpantinde dolaşan suyun doğal gaz veya benzeri bir yakıt kullanan bir kazan tarafından ısıtıldığı kabul edilmiştir. Kazan ve serpantin bir bütün olarak değerlendirilerek ısıtıcı için % 85 olarak tek bir verim tanımlanmış olup, kazanın ısıtma kapasitesi ise 1500 W olarak alınmıştır. Isıtıcı sistemde kullanılan serpantin ise, tipik bir çapraz akışlı

kanatlı boru tipinde sıcak sulu bir ısıtma serpantini olduğu kabul edilmiştir.

Buna göre kazandaki yakıt tüketimine bağlı olarak serpantine aktarılan ısı miktarı için,

$$q_s = \eta \cdot Y \quad (7)$$

yazılabilir. Serpantin çıkış sıcaklığı için,

$$T_{sç} = T_{sg} + \frac{q_s}{\dot{m}_g c_p} \quad (8)$$

yazılabilir.

2. 3. Fan

Hava besleme fanı, aksel veya merkezkaç türden olabilir. Fanın bir ana veriş kanalına sahip olduğu ve hava sıcaklığını arttırıcı etkisi olmadığı kabul edilmiştir.

2. 4. Hava Kanalları

Hava kanalları, havalandırma cihazları ile ısıtılan ve havalandırılan mahal arasında havanın gidiş ve dönüşünü sağlayan dağıtım elemanlarıdır. İdeal yalıtımlı olarak kabul edildiğinden dolayı hava kanalları boyunca ısı kaybı yoktur.

2. 5. Hava Karışım Odası

Dış havanın ve dönüş havasının belirli bir karışım oranında hava karışım odasında tam olarak karıştığı ve sonra fan tarafından emildiği kabul edilmiştir.

Kanallarda ısı kaybı olmadığı kabul edildiğinden dolayı dış hava ve dönüş havası tam olarak karıştıktan sonra enerjilerinin tamamını karışım havasına nakledeceklerinden dolayı,

$$\dot{m}_d c_p T_d + \dot{m}_k c_p T_m = \dot{m}_g c_p T_{fg} \quad (9)$$

yazılabilir ve buradan mahal giriş sıcaklığı ($T_m=T_{fg}$)

$$T_{fg} = \frac{\dot{m}_d T_d + \dot{m}_k T_m}{\dot{m}_g} \quad (10)$$

olarak bulunur. Dış havanın belli bir oranda dönüş havası ile karıştığı göz önüne alınırsa,

$$\dot{m}_d = y_d \dot{m}_g \quad (11)$$

yazılabilir. Böylece karışım havası debisi

$$\dot{m}_k = (1 - y_d)\dot{m}_g \quad (12)$$

olarak bulunur. Buna göre (2) ifadesi tekrar düzenlendiğinde

$$T_{fg} = \frac{y_d \dot{m}_g T_d + (1 - y_d)\dot{m}_g T_m}{\dot{m}_g} \quad (13)$$

elde edilir. Buradan fan giriş sıcaklığı,

$$T_{fg} = y_d T_d + (1 - y_d)T_m \quad (14)$$

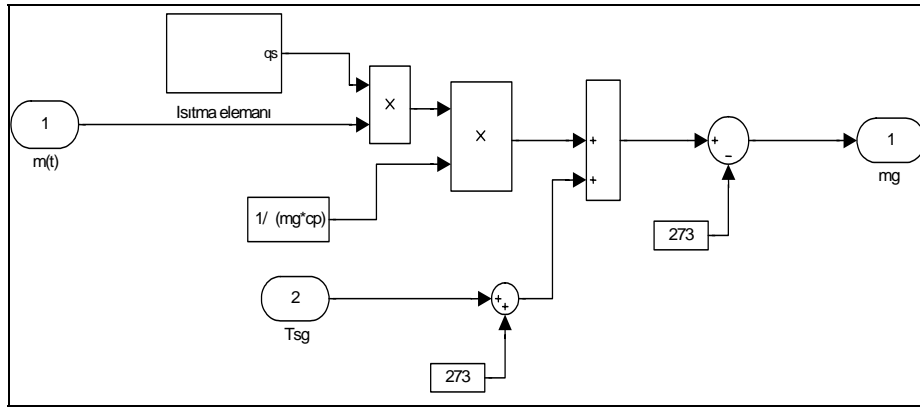
olarak bulunur. Sistemin nem alma ve nemlendirme gibi fonksiyonları bulunmadığından dolayı nem etkisi dikkate alınmamıştır. Termofiziksel özellikler sabit kabul edilmiştir. Mahal havası ve tüm sistem

elemanları indirgenmiş (kümelenmiş) özelliklere sahiptir (Lumped Capacitance Method).

3. ISITMA-HAVALANDIRMA SİSTEMİNİN SIMULINK MODELİ

3. 1. Isıtma Sistemi

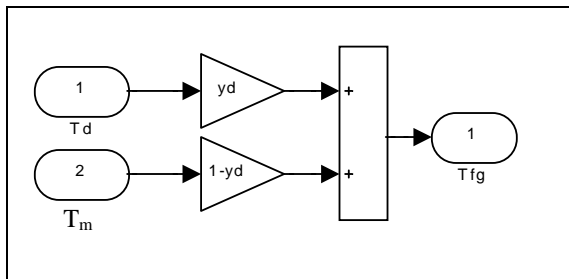
Isıtıcı Simulink modeli için (7) ve (8) nolu ifadeler kullanılmıştır. İstenen, serpantine aktarılan ısı miktarı olduğundan q_s "output(çıkış)", verim (η) ve kazan ısıtma kapasitesi (Y) sabit değerler olduğundan "constant (sabit)" olarak tanımlanmıştır. Isıtıcı için oluşturulan Simulink modeli Şekil 3'te verilmiştir.



Şekil 3. Isıtma sistemi Simulink modeli

3. 2. Hava Karışım Odası

Karışım odası Simulink modeli için (14) nolu ifade kullanılmıştır. Karışım odası için oluşturulan Simulink modeli Şekil 4'te verilmiştir.

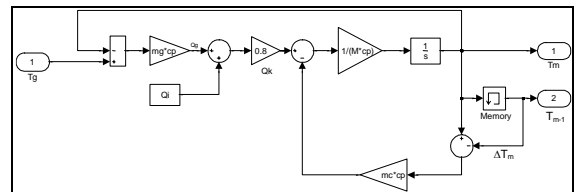


Şekil 4. Karışım odası simulink modeli

3. 3. Mahal

Mahal Simulink modeli için (6) nolu ifade kullanılmıştır. Mahal modelinde mahal sıcaklığı, bir önceki mahal sıcaklığı üzerine mahal sıcaklığında meydana gelen değişim eklenerek hesaplanmaktadır.

Bu işlemi integral eleman yapmaktadır. İntegral eleman içerisinde mahalın ilk sıcaklığı " $T_{m,ilk}$ " olarak tanımlanmış ve mahalın ilk sıcaklığı 5 °C kabul edilerek veri dosyasına bu değer girilmiştir (Şekil 5).



Şekil 5. Mahal simulink modeli

3. 4. Dış Ortam

Dış hava sıcaklığı ile ilgili çok sayıda meteorolojik veri bulunmaktadır. Bu verilerin yorumlanmasından anlaşıldığına göre, hava sıcaklığının günlük değişimi sinüzoidal bir eğriye çok yakındır. Buna göre hava sıcaklığı saat 14:00 ile 16:00 arasında maksimum değerine ulaşmakta, sabah saat 04:00'a doğru da minimum değerine düşmektedir (Köktürk, 1978).

Bu çalışmada da, dış hava profilinin sinüs eğrisi şeklinde değiştiği kabul edilmiştir. Ortalama dış hava sıcaklığı 0°C alınıp dış hava sıcaklığı zamana bağlı olarak,

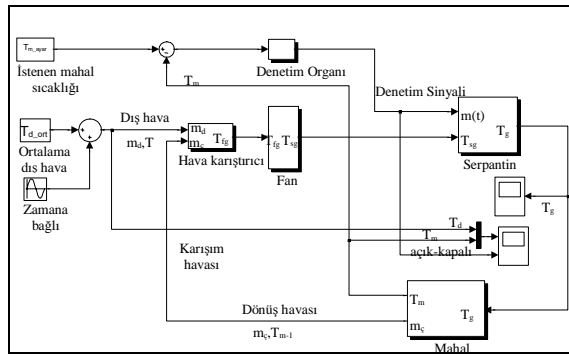
$$T_d = T_{d_ort} + 3 \sin\left(\frac{2\pi}{24 \cdot 3600}\right)t \quad (15)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Bu çalışma makro bir çalışma olduğundan dolayı detaylı ısı kaybı hesaplarına girilmemiştir (Bkz. Bölüm 2.1). Dolayısıyla mahalın bulunduğu yerle ilgili iklim verilerine ihtiyaç duyulmamakla birlikte Bursa şehri için (Arısoy, 1997)'deki hususlar göz önünde bulundurularak kabuller yapılmaya çalışılmıştır.

3. 5. Isıtma-Havalandırma Sistemi

Yukarıda tanımlanan Simulink modellerinin uygun bir şekilde birleştirilmesiyle oluşturulan ısıtma-havalandırma sisteminin Simulink modeli Şekil 6'da verilmiştir.



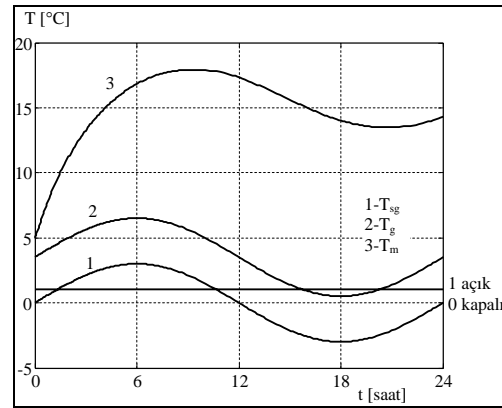
Şekil 6. Isıtma-Havalandırma Sisteminin Simulink Modeli

Simulink modelinde, tüm bu sistem elemanların dışında, bir kontrol elemanı bulunmaktadır. Bu kontrol organı, kesikli kontrol olup aç-kapa tipi kontrol organıdır. Isıtıcıyı denetleyen bu eleman, mahal sıcaklığı ayar değeri (T_{m_ayar}) ile mahal sıcaklığının (T_m) farkını almakta, fark 1'den büyükse ısıtıcıyı açmakta, fark -1'den küçükse de ısıtıcıyı kapamaktadır. Bu eleman, çıkış olarak yalnızca "0" ve "1" değerlerini vermekte, "0" değerini verdiğinde ısıtıcı çıkış değeri de sıfır olmakta, böylece ısıtıcı kapanmış olmaktadır. "1" değerini verdiğinde ise, ısıtıcı çıkış değeri aynen korunduğundan ısıtıcı çalışmış olmaktadır.

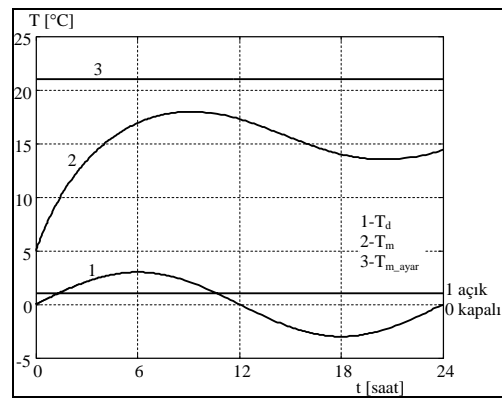
Dış hava profili için (15)'nolu ifade ile sinüs girişi tanımlanmıştır.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, genel olarak Şekil 1'deki gibi olan ve Şekil 2'deki gibi modellenen tek bölge bir ısıtma-havalandırma sisteminin ısı davranışı dinamik bir modelle zamana bağlı olarak incelenmiştir. Mahalin ilk sıcaklığı 5°C 'dir ve dış hava sıcaklığı ortalaması 0°C olacak şekilde denklem 15'te olduğu gibi sinüzoidal olarak değişmektedir. Mahal için karşılaştırma sıcaklığı (ayar) (referans giriş değeri) 21°C 'dir. Yukarıda belirtilen şartlarda, sistem aç-kapa tipi (kesikli) bir kontrol organı ile denetlenmekte olup çeşitli hava karışım oranları için mahal sıcaklığının zamanla değişimi Şekil 7-9'da verilmiştir. Şekillerin altında mahal sıcaklığının istenen (ayar) sıcaklığına ulaşip ulaşmamasına bağlı olarak aç-kapa kontrol organının ısıtıcıyı devreye sokup sokmadığını gösteren 1 ve 0 değerleri gösterilmektedir.



(a)



(b)

Şekil 7. Sinüs giriş, % 100 dış hava için sıcaklıkların zamanla değişimi

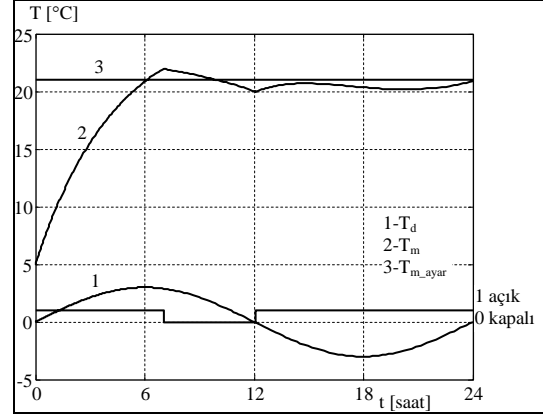
Bir tesisatta dolaştırılacak olan toplam hava debisi havalandırma sorunu açısından gerekli görülen toplam dış hava debisinden bir hayli büyük olduğu

için, çeşitli mahaller içinden alınan bir kısım geri dönüş havasının dış havayla karıştırılması zorunlu hale gelir. Bu işleme geri dönüş havasının yeniden çevrime sokulması olayı adı verilir (Köktürk, 1978). Aşağıda çeşitli temiz hava/geri dönüş havası oranına göre elde edilmiş şekiller verilmiştir.

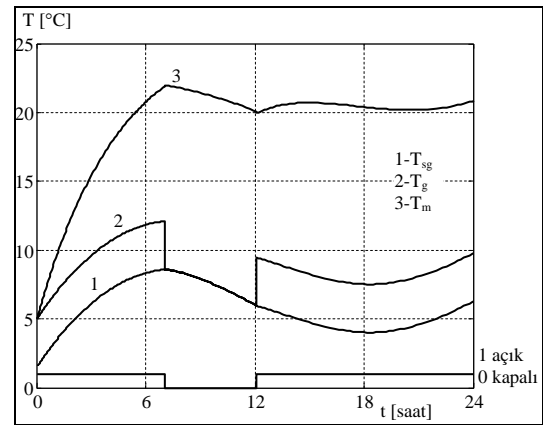
Şekil 7’de dönüş havasının hiç kullanılmadığı yani sürekli dış ortamdaki taze havanın alınarak (%100 dış hava) ısıtmanın yapıldığı durumda mahal sıcaklığının (T_m), serpantin giriş sıcaklığının (T_{sg}), ve mahale giren (T_g) havanın sıcaklıklarının zamanla değişimi görülmektedir. Şekiller incelendiğinde ilk göze çarpan şey, mahal sıcaklığının ayar sıcaklığından düşük olmasından dolayı ısıtıcının sürekli çalışmakta olduğudur. Ayrıca dış hava sıcaklığı ile serpantin giriş sıcaklığının zamanla değişimi aynıdır. Havanın mahale giriş sıcaklığı ise dış hava sıcaklığı ile orantılı olarak artmaktadır ve sürekli olarak onun belli bir değer ($4\text{ }^\circ\text{C}$) üzerinde seyretmektedir (Şekil 7b). Benzer paralellik ısıtmanın başladığı ilk altı saatten sonra dış hava sıcaklığı ile mahal sıcaklığı arasında da göze çarpmakta olup aralarındaki fark başlangıçta $5\text{ }^\circ\text{C}$ olup dış hava sıcaklığı maksimum değerine ulaştığında yaklaşık $15\text{ }^\circ\text{C}$ ’ye çıkmaktadır. Mahal bir gün boyunca (sabah saat 8:00’den ertesi sabah saat 8:00’a kadar) % 100 dış hava kullanılması durumunda arzu edilen sıcaklığa ulaşamamaktadır. Mahal sıcaklığı 9. saatte (17:00) ise en yüksek değerine ulaşmasına rağmen dış hava sıcaklığının düşmesinden dolayı dış hava sıcaklığına paralel olarak seyretmektedir.

Şekil 8’de % 70 dış hava ve % 30 dönüş havasının alınarak karışım havasının ısıtıldığı durum için ilgili sıcaklıkların zamanla değişimi verilmiştir. Bu karışım oranı ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinde genellikle kullanılan karışım oranıdır. Şekil 8 (a) incelendiğinde görülmektedir ki, dış hava sıcaklığındaki artışta etkisiyle yaklaşık 7 saat sonra (15:00’da) oda istenilen sıcaklığa ulaşmakta ve ısıtıcı kapanmaktadır. Tepe noktasından yaklaşık 5 saat sonra dış hava sıcaklığı $0\text{ }^\circ\text{C}$ ’ye ve mahal sıcaklığı $20\text{ }^\circ\text{C}$ ’ye düştüğünde ısıtıcı tekrar devreye girmekte ve bundan sonraki 12 saat boyunca dış hava sıcaklığı hep $0\text{ }^\circ\text{C}$ ’nin altında olduğundan ısıtıcı devamlı devrede kalmaktadır. Şekil 8 (b)’de ise % 30 mahal havası kullanıldığından dolayı serpantin giriş sıcaklığı dış hava sıcaklığının $4\text{--}5\text{ }^\circ\text{C}$ üstünde seyretmektedir. Ayrıca havanın mahale giriş sıcaklığındaki değişim ısıtıcı devrede olduğu zaman serpantin giriş sıcaklığının yaklaşık $4\text{ }^\circ\text{C}$ üzerinde ve ona paralel bir eğri sergilemekte iken ısıtıcının durduğu andan itibaren aniden serpantin sıcaklığına düşmekte ve ısıtıcının devreye girmesiyle birlikte de aniden yükselip Şekil 7 (b)’dekine benzer

davranışına devam etmektedir. Bu ani düşme ve yükselme, ısıtıcı durduğu zaman teorik olarak (indirgenmiş özellik kabulüne göre) doğrudan, ısıtılmamış serpantin giriş sıcaklığına eşit sıcaklıktaki hava karışımının mahale girmesi yüzündendir.



(a)



(b)

Şekil 8. % 70 dış hava, % 30 geri dönüş havası için sıcaklıkların zamanla değişimi

% 100 dış hava kullanıldığında istenilen sıcaklığa ulaşamamaktadır. Dolayısıyla ya ısıtıcı kapasitesi artırılmalı ya da bayat hava kullanılmalıdır.

% 30 bayat hava kullanıldığında istenilen sıcaklığa geç saatlerde (~15:00’de) ulaşılmasına rağmen ısıtıcının çalışma zamanı öne çekilerek ya da bayat hava kullanımı bir miktar daha artırılarak bu durum bertaraf edilebilir.

Şekil 9(a) ve (b)’de ise karışım havasının yalnızca % 30’unun taze hava olması durumunda ilgili sıcaklıkların zamanla değişimi görülmektedir. Bu durumda ısıtıcı başlangıçtan itibaren yaklaşık 4 saat açık kalarak ayar sıcaklığına ulaşır ısıtıcı devreden çıkmakta, fakat bayat havadaki ısı enerjisinin etkisiyle mahal sıcaklığı arzu edilen sıcaklığın üzerinde artarak seyretmektedir.

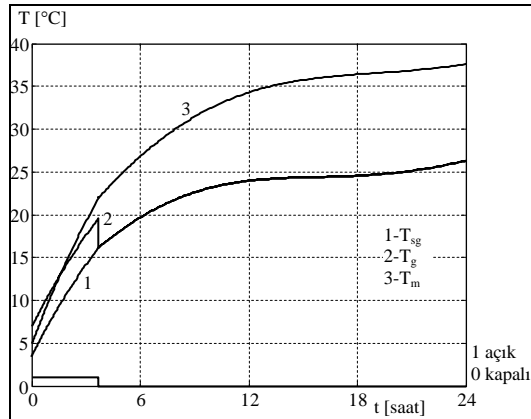
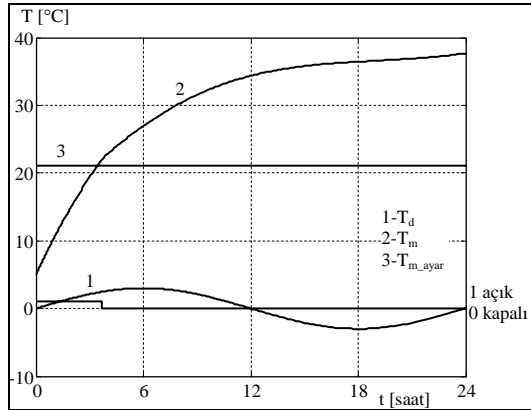
Bu çalışmadan aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir:

Türkiye’de ve dünyada binalarda enerji tüketimi önemli bir paya sahiptir. Gereğinden fazla enerji tüketiminin en önemli sebeplerinden biri ise kurulu cihazların ve kontrol sistemlerinin verimsiz ve uygunsuz kullanımudur. Burada aç-kapa tipi bir denetim organıyla denetlenen bir ısıtma sisteminin çeşitli (dış hava)/(geri dönüş havası) oranlarına göre dinamik davranışı incelenerek bu sistemlerin daha verimli ve uygun kullanılması amaçlanmıştır.

ısıtma sisteminin kontrollü bir biçimde çalışması enerji tasarrufu açısından olduğu kadar çevre kirliliği açısından da son derece önemlidir.

Bayat hava kullanımı önemli bir enerji tasarrufuna sebep olmakla birlikte, belli bir değeri aşmaması, iç hava kalitesi açısından göz önünde tutulmalıdır.

Bilgisayar simülasyonları binaların ısıl dinamik davranışları hakkında önemli kalitatif bilgiler sunduğundan dolayı çeşitli uygulama şartlarında binaların ısıl davranışlarının iyi anlaşılıp, karışım oranlarının tespit edilmesi gibi, uygun çalışma koşullarının belirlenmesi ve kontrol stratejilerinin geliştirilmesinde önemli bir role sahiptirler.



Şekil 9. % 30 dış hava, % 70 geri dönüş havası için sıcaklıkların zamanla değişimi

5. SEMBOLLER

| | | |
|-----------------|---|---|
| c_p | : | Havanın özgül ısısı [J/kgK] |
| \dot{m}_ζ | : | Çıkış (egzos) havası debisi [kg/s] |
| \dot{m}_d | : | Dış hava debisi [kg/s] |
| \dot{m}_g | : | Giriş havası debisi [kg/s] |
| \dot{m}_k | : | Karışım havası debisi [kg/s] |
| M | : | Mahal havası kütlesi [kg] |
| q_s | : | Serpantine aktarılan ısı miktarı [W] |
| \dot{Q}_i | : | İnsanlardan dolayı olan ısı kazancı [W] |
| \dot{Q}_K | : | Mahalden olan ısı kayıpları [W] |
| \dot{Q}_T | : | Mahalin toplam ısı yükü [W] |
| T_d | : | Dış hava sıcaklığı [°C] |
| $T_{d,ort}$ | : | Ortalama dış hava sıcaklığı [°C] |
| T_{fg} | : | Fan giriş sıcaklığı [°C] |
| T_g | : | Giriş havası sıcaklığı [°C] |
| T_m | : | Mahal sıcaklığı [°C] |
| $T_{m,ayar}$ | : | Mahal sıcaklığı ayar (referans) değeri [°C] |
| $T_{sç}$ | : | Serpantin çıkış sıcaklığı [°C] |
| T_{sg} | : | Serpantin giriş sıcaklığı [°C] |
| t | : | Zaman [s] |
| Y | : | Kazanın ısıtma kapasitesi [W] |
| Y_d | : | Dış hava yüzdesi (Dış hava karışım oranı) [%] |
| η | : | Isıtıcı (kazan) verimi |

6. KAYNAKLAR

Alınpak, B., Güven, H. R.1992. Isı Pompaları ve Klimalarda Şarj Kontrolü, Mühendis ve Makine, 33 (395), 25-28.

Anonim. 2001. Klima Tesisatı 648s. Isısan Çalışmaları, No:305, İstanbul.

Ardehali, M. M. ve Smith, T. F. 1997. Evaluation of HVAC System Operational Strategies for Commercial Buildings, Energy Convers. Mgmt., 38 (3), 225-236.

Arısoy, A. 1997. Isıl Yük Hesabı ve İklim Verileri, Tesisat Dergisi, Eylül-Ekim (29), 97-98.

Cipolla, C. M. 1992. Dünya Nüfusunun İktisat Tarihi 134 s. Ötüken Neşriyat A.Ş, İstanbul, Çev. Mehmet Sırrı Gezgin.

Ertay H. S., İleri, A. 1997. “Türkiye’de Konut Sektöründe Enerji Tüketimi”, **ULIBTK’97 11. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiri Kitabı**, 17-19 Eylül 1997, Edirne, Cilt I, 159.

Güler, B., Fung, A. S., Aydınalp, M., Uğursal, V. I. 2000. “Impact of Residential Energy Conservation

Measures on National Energy Consumption and Greenhouse Gas Emissions”, **Recent Advances in Transport Phenomena. The 12th Int. Symposium on Transport Phenomena, ISTP-12**, 16-20 July 2000, İstanbul, 743.

Hepbaşlı, A. 2001. “Energy Conservation Studies on Residential Heating Systems: An Application for İzmir, Turkey”, *International Journal of Global Energy Issues*, 15 (3/4), 247-263.

House, J.M., Smith, T. F. 1995. A System Approach to Optimal Control For HVAC and Building Systems, *ASHRAE Transactions*, 101 (2), 647-660.

İleri, A. 1987. Türkiye’de Enerji Kaynaklarının Üretim ve Tüketim Durumu, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 10 (2), 53-55.

Kılıç, E. 1990. İklimlendirme Sistemlerinde Isı Geri Kazanma İçin Enerji Dengeleri Yöntemi ve İstanbul’da Bir Uygulama. *Mühendis ve Makine*, 31 (362), 30-33.

Köktürk, U. 1978. İklimlendirme ve Klimatoloji Tekniği Cilt 1. İklimlendirme Tesislerine İlişkin Temel Hesaplar 324 s. Eğitim Yayınları, İstanbul.

Kusuda, T. 2001. Building Environment Simulation Before Desk Top Computers in the USA Through a Personal Memory, *Energy and Buildings* 33 (4) 291-302.

Lebrun, J. 1994. Simulation of HVAC Systems, *Renewable Energy*, 5 (5-8), 1151-1158.

Liddament, M. V., Orme, M. 1988. Energy and Ventilation, *Applied Thermal Engineering*, 18 (11), 1101-1109.

McQuiston, F. C., Parker, J. D. 1988. Heating, Ventilating and Air Conditioning Analysis and Design. 3rd edition 746 s. John Wiley and Sons Inc. USA.

Riederer, P., Marchio, D., Visier, J. C., Husaunndee, A. ve Lahrech, R. 2002. Room Thermal Modelling Adapted to the Test of HVAC Control Systems, *Building and Environment*, 37 (8-9), 777-790.

Shearer, J. L., Murphy, A. T. ve Richardson, H. H. 1984. Sistem Dinamiğine Giriş (I. Kısım) 348 s. Çev: A. Barkana ve R. Akgün, Bilim Teknik Yayınevi, Eskişehir.

Stoecker, W. F., Jones, J. W. 1982. Refrigeration and Air Conditioning. 2nd edition. 443 s. McGraw Hill Book Company, Singapore.

Williams, V. A. 1982. Better Control Through Computers, *ASHRAE Journal*, 24 (7), 17-20.

Yakut, A. K., Kuru, M., Şencan, A. 2002. HVAC Sistemlerinde Kontrol Yöntemleri ve Enerji Tasarrufu. *Tesisat Mühendisliği*, Mart-Nisan (68), 43-54.

Zaheer-uddin, M., Zheng, G. R. 1994. A Dynamic Model of a Multizone VAV System For Control Analysis, *ASHRAE Transactions*, 100 (1), 219-229.

Zaheer-uddin, M., G. R. Zheng. 2000. Optimal Control of Time-Scheduled Heating, Ventilating and Air Conditioning Processes in Buildings, *Energy Conversion and Management*, 41 (1), 49-61.

Zaheer-uddin, M., Goh, P. A. 1991. Transient Response of A Closed-Loop VAV System, *ASHRAE Transactions*, 97 (2), 378-387.