

YAZ ŞARTINDA YAPILARIN TEORİK ISIL ANALİZİ

R. Tuğrul OĞULATA

Çukurova Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Tekstil Mühendisliği Bölümü, Adana

ÖZET

Yapılarda biyoklimatik konforun sağlanabilmesi, iç ortam sıcaklığının insanların kendini rahat hissedebileceği bir değerde olmasıyla mümkündür. Yaz-kış iklim şartlarına ve bulunulan mahale göre değişen iç ortam sıcaklıklarının istenen değerler civarında olması gerekir. Bu nedenle herhangi bir yapı içerisindeki ortam sıcaklığının, doğal veya yapay soğutma ve ısıtma ile hangi değerler arasında değişebileceği önem kazanmaktadır. Bu nedenle çalışmada, konveksiyon, radyasyon ve infiltrasyonla ısı kazancı, mahali çevreleyen duvarların ve içteki eşyaların ısı kapasiteleri ve değişen dış ortam sıcaklığı dikkate alınarak, iç ortam sıcaklığının değişimi incelenmiştir. Ayrıca ortamda soğutma kaynağının bulunması veya bulunmaması durumlarında da iç ortam sıcaklığının zamana göre değişimi hesaplanmıştır. Bu amaçla ısı kazançları, iç ve dış ortam sıcaklıkları, soğutma kaynağı yükü ile güneş ışımasını Fourier serisine dönüştürülerek analitik bir çözüm elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı kazançları, İç ortam sıcaklığı, Biyoklimatik konfor, Doğal veya yapay soğutma

A THEORETICAL HEAT ANALYSIS OF BUILDINGS IN SUMMER CONDITION

ABSTRACT

It is possible to achieve the bio-climatical comfort in buildings by setting the indoor temperature at certain level at which the people feels himself comfortable. The indoor temperature changing with the summer-winter climate conditions and with the building materials should always be around desirable level. Therefore, the variation of indoor temperature depending on the natural and artificial cooling and heating of building materials, within the range of design, is becoming so important. For this reason, in this investigation, the variation of indoor temperature has been analysed considering the variation of heat gain by convection, radiation and infiltration, the heat capacity of materials used in building including the outdoor and the temperature of outer ambient. In addition to this, the variation of indoor temperature with time has been computed under the condition that whether the cooling source exist or not. For this purpose, the heat gains, the indoor and outer temperature, the capacity of cooling system and solar radiation have been expressed analytically by transforming them into Fourier series.

Key Words: Heat gains, Indoor temperature, Bio-climatical comfort, Natural and artificial cooling

1. GİRİŞ

İnsanların barınmak ve çalışmak amacıyla yaptıkları binalarda; değişen mevsimsel koşullara karşı iklimin olumsuz etkilerini azaltmak amacıyla, korunma gayesi de vardır. İnsanın kendini rahat hissetmesi ve verimli çalışabilmesi yapı içi sıcaklığının belirli sınırlar arasında kalmasını gerektirmektedir. Bu amaçla yapıların tasarım aşamasında çevreyle olan ısı etkileşiminin gözönünde bulundurulması ve ısı

kayıp ve kazançlarına etki eden parametrelerin ayrı ayrı incelenerek ısı transferini azaltıcı tedbirlerin alınması gereklidir. Bilindiği gibi herhangi bir yapıda genel olarak ısı kaybı veya kazançları, yapıların;

- pencere, kapı
- dış duvar
- döşeme
- çatı

gibi elemanları üzerinden, konveksiyon-kondüksiyon ve radyasyonla ısı transferi ekleinde olmaktadır. Ayrıca bu yapı elemanları arasındaki boşluk ve çatlaklardan da infiltrasyon suretiyle ısı transferi meydana gelmektedir. Söz konusu ısı transferleri kullanılan yapı elemanlarının niteliğine bağlı olarak değilmekle birlikte, bu çalışmada yaz ayları dikkate alınarak belirli yapı eleman özelliklerinde, duvar ve çatılardan gelen ısı kazancı, pencereden gelen ısı kazancı, havalandırmadan dolayı meydana gelen ısı kazancı ayrı ayrı incelenmiği, hesap ekilleri izah edilmiğtir. Ayrıca iç ortam sıcaklığına etkisi olması nedeniyle, yapı içindeki eysaların ısı depolama kapasiteleri de gözönüne alınmığ ve bütün bunlara ilave olarak, istenen iç ortam sıcaklığının sağlanması da bir soğutma cihazı kullanılması durumu da dikkate alınarak, iç ortam sıcaklığı günlük periyod boyunca hesaplanmaya çalışılmığtır.

2. YAPI İÇ ORTAM SICAKLIğINI BELİRLEYEN FAKTÖRLER

2.1. Duvarlar ve Çatıdan Oluşan Isı Kazancı

Düzlem bir duvarda; bir boyutlu genel enerji denklemi uygun sınır şartları ile çözülerek, iç ortama geçen ısı akımı hesaplanabilir (Kamel, 1982), (Threlkeld, 1970), (Sodha ve ark., 1986), (Yılmaz ve Oğulata, 1988), (Yılmaz ve Oğulata 1990). Şekil 1'de düzlem duvar ve onu etkileyen ısıları gösterilmiştir.

Bir boyutlu genel enerji denklemi,

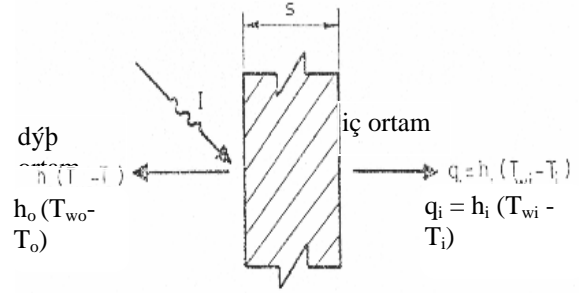
$$\frac{\partial T_w(x,t)}{\partial t} = a_w \frac{\partial^2 T_w(x,t)}{\partial x^2} \quad (1)$$

ve sınır şartları

$$x=s; q_i = -k_w \frac{\partial T_w(x,t)}{\partial x} = h_i (T_{wi}(t) - T_i(t)) \quad (2)$$

$$x=0; q_o = -k_w \frac{\partial T_w(x,t)}{\partial x} = h_o (T_{sa}(t) - T_{wo}(t)) \quad (3)$$

şekindedir.



Şekil 1. Düzlem duvar ve etkileyen ısıları
 a_w : duvarın ısı yayılım katsayısı,

$$a_w = k_w / \rho_w \cdot c_w \quad (4)$$

T_{sa} : sol-air sıcaklığı olup,

$$T_{sa}(t) = T_o(t) + \varepsilon I(t) / h_o \quad (5)$$

şekindedir. Sol-air sıcaklığı, zamana bağlı olarak Fourier serisi şeklinde yazılabilir (Threlkeld, 1970).

$$T_{sa}(t) = a_{so} + \sum A_{sn} \text{Cos}(\omega_n t - \Psi_n) \quad (6)$$

Eşit. (1)'de verilen enerji denkleminin sınır şartları kullanılarak T_{wi} sıcaklığı bulunmuş ve bundan yararlanılarak duvardan meydana gelen ısı kazancı hesaplanmıştır (Threlkeld, 1970).

$$q_i = h_i (T_{wi}(t) - T_i(t)) \quad (7)$$

$$q_i = U_w (a_{so} + \sum \lambda_n A_{sn} \text{Cos}(\omega_n t - \theta_n - T_i(t))) \quad (8)$$

$$\theta_n = \Psi_n + \phi_n \quad (9)$$

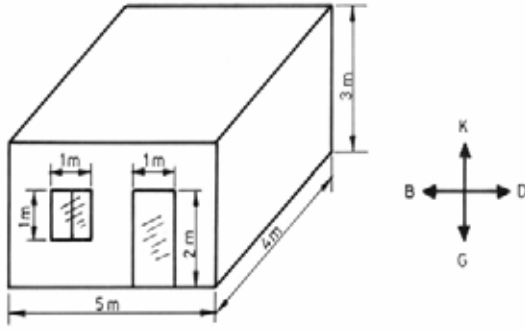
$$\omega_n = n \omega_1, \quad \omega_1 = \pi / 12 \quad (10)$$

Y_n , ϕ_n ve I_n değerlerinin hesabı Threlkeld, 1970)'de açıklanmıştır.

Örnek olarak Şekil 2'de verilen bina ele alınmış. Bu binada, 4 yöne bakan dış duvarlardan ve tavandan ısı kazancı oluşacaktır. Her yöndeki duvarda farklı şiddette ısı akımı oluşacağından yön ayrımı yapılmıştır. Bunun için j indisi kullanılarak 1, 2, 3, 4, 5 rakamlarıyla sırasıyla doğu, güney, batı, kuzey ve tavan durumları tanımlanmıştır.

$$q_i^j = U_w^j (a_{so} + \sum_{n=1}^{\infty} \lambda_n A_{sn} \text{Cos}(\omega_n t - \theta_n) - T_i(t)) \quad (11)$$

Bu durumda binaya duvarlar üzerinden gelen toplam ısı kazancı şekildedir.



Şekil 2. Isı kazançlarının ele alındığı örnek yapı

$$Q_w = \sum_{j=1}^5 q_i^j F_w^j \quad (12)$$

İç ortam sıcaklığı T_i 'nin de zamana göre periyodik olarak değiştiği kabul edilmiştir. Buna göre T_i sıcaklığı,

$$T_i(t) = a_{i0} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_{in} \cos \omega_n t + b_{in} \sin \omega_n t) \quad (13)$$

şeklinde yazılabilmektedir. Eşitliklerdeki U^j_w , ve Fourier katsayıları Ekler'de verilmiştir.

2.2. Camdan (Pencereden) Gelen Isı Kazancı

Cam yüzeylerden zamana bağlı ısı geçişi, iki kısımdan meydana gelmektedir. Birincisi güneşten gelen ışınımın, saydam yüzeylerden geçerek iç ortama gelmesi, diğeri ise iç-dış ortam arasında konveksiyonla meydana gelen ısı transferidir. Saydam elemanların ısı depolama kabiliyetleri ihmal edilebildiğinden, ısı akımı sürekli rejimdeki ısı transferi gibi hesaplanmaktadır (Threlkeld, 1970). Bu durumda iç ortama geçen ısı akımı,

$$q_g^j = \alpha \tau_g I(t) F_g^j + U_g F_g^j (T_o(t) - T_i(t)) \quad (14)$$

$$Q_g = \sum_{j=1}^5 q_g^j \quad (15)$$

şeklinde dir. $I(t)$ güneş ışınım şiddeti Eklerde Fourier serisi şeklinde tanımlanmıştır.

2.3. Havalandırmadan Dolayı Isı Kazancı

Havalandırmadan veya hava değişiminden dolayı meydana gelen ısı kazancı basit olarak

$$Q_v = M_a C_a n_a (T_i(t) - T_o(t)) \quad (16)$$

şeklinde hesaplanabilmektedir (Tamer, 1972). n_a mahalın saatteki hava değişim sayısıdır $1/h$. Bu sayı, hacimde bulunan insanların sayısına ve koku yayan

kaynaklara bağlı olarak belirlenmektedir. Ancak havalandırma için alınacak d" hava (temiz hava) hiç bir durumda 1 hava değişiminden az olmamalıdır.

2.4. Mahalde Bulunan Eşyalardan Isı Transferi

Eşyalardan zamana bağlı olarak transfer edilen ısı,

$$Q_f = \sum M_f C_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (17)$$

şeklinde dir. Burada $T_f \approx T_i$ varsayılarak hesaplar yapılmıştır (Oğulata ve Yılmaz, 1991).

2.5. Soğutma Kaynağı Isı Yüğü

Yapay iklimlendirmenin yapıldığı yapının, istenen konfor sıcaklığı sağlaması için bir soğutma kaynağı kullanılmaldır. Kullanılan soğutma kaynağı, yapıya gelen toplam ısı kazançlarının etkileri dikkate alınarak seçilmelidir. Soğutma kaynağının zamana bağlı olarak (ısı kazançlarının değişimine bağlı olarak) çalıştırılmak istendiği durumda, Fourier serisi şeklinde yazılması uygun görülmüştür. Fourier katsayıları Ekler'de verilmiştir.

$$Q_{cs} = a_{co} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_{cn} \cos \omega_n t + b_{cn} \sin \omega_n t) \quad (18)$$

3. PERİYODİK ISI TRANSFER ANALİZİ

Yapı içerisindeki iç ortam sıcaklığı, dış ortam sıcaklığı ve güneş ışınımına bağlı olarak değişmektedir. İç ortam sıcaklığını belirleyebilmek için bu dış etkiler nedeniyle yapı kabuğundan geçen Eşit. (12), (15), (16) ve (17) ile verilen ısı kazançlarının dikkate alınması gerekir. Bunun yanında yapı içerisinde istenilen iç ortam sıcaklığının sağlanabilmesi için, Eşit. (18) ile hesaplanabilen kapasitede bir soğutma cihazının da kullanılması gerekebilir. Bu durumda yapının ısı dengesi için (Chandra ve ark., 1985), (Nayak ve ark., 1982), (Chandra ve ark., 1983),

$$M_a C_a \frac{dT_i}{dT} = Q_w + Q_g + Q_v - Q_f - Q_{cs} \quad (19)$$

eşitliği yazılabilir. Eşit. (17)'nin Eşit. (19) da yerine konmasıyla,

$$(M_a C_a + M_f C_f) \frac{dT_i}{dT} = Q_w + Q_g + Q_v - Q_{cs} \quad (20)$$

eşitliği elde edilir. Eşitliğin sağındaki diğer değerlerin de yerine konularak, Eşit. (20)'nin çözümlenmesiyle Eşit. (13)'de verilen T_i sıcaklığının sabitleri bulunur.

$$a_{i0} = \frac{\sum (F_w U_w) a_{s0} + a_{i0} \sum A_1 + \sum (A_2 - M_a C_a n_a) a_{o0} - a_{e0}}{\sum (F_w U_w) + \sum A_2 - M_a C_a n_a} \quad (21)$$

$$a_{in} = \frac{D \omega_n M C_n - \omega_n^2 M^2 B_n}{\omega_n^3 M^3 + \omega_n M D^2} \quad (22)$$

$$b_{in} = \frac{D B_n + \omega_n M C_n}{\omega_n^2 M^2 + D^2} \quad (23)$$

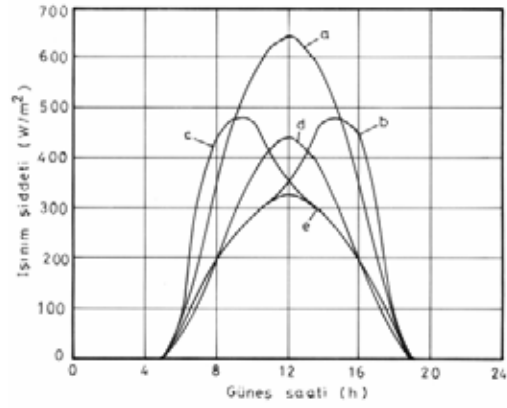
Böylelikle zamana göre yapı içerisindeki iç ortam sıcaklığı; belirlenen bu katsayılar yardımıyla Eşit. (13)'ün kullanılmasıyla değişen dış etkiler altında, soğutma cihazının da çalışması durumunda hesaplanabilmektedir. Sözkonusu eşitlikteki değerler Ekler'de tanımlanmıştır.

4. SAYISAL HESAPLAMA

Değişen dış iklimsel etkiler nedeniyle yapı içerisinde meydana gelen sıcaklık değişimlerinin insanın istediği konfor değerleri arasında kalması gerekir. Yapay iklimlendirmenin yapıldığı mekanlarda; kullanılan soğutma cihazının da, yapıda meydana gelen ısı kazanç ve kayıpları yanında dikkate alınmasıyla oluşturulan Eşit. (19)'daki enerji dengesi, uygun bir bilgisayar programı yazılarak çözülebilmekte ve T_i sıcaklığı zamana bağlı olarak belirlenebilmektedir.

Problemin çözümünde kullanılan gerekli değerler Tablo 1'de verilmiştir (seçilen sayısal değerler, normal eşya ve yapı malzemelerinin sahip olduğu fiziksel özellik değerleridir). Hesaplar Adana ilinde, soğutma açısından en olumsuz günde (23 Temmuz) yapılmıştır. şekil 3'de Adana'da değişik yönlerdeki güneş ışınlam şiddeti, şekil 4'de ise sol-air sıcaklıklar ile ortam sıcaklığı gösterilmiştir (Yılmaz ve ark., 1988).

Herhangi bir yapıda konfor sıcaklığına etki eden parametreleri incelemek ve genel bir fikir



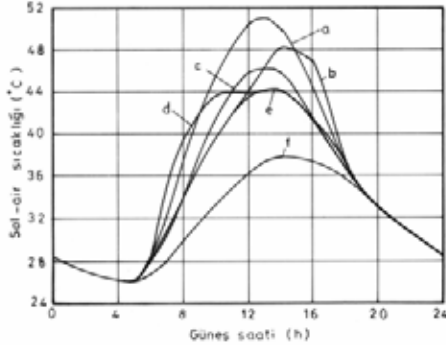
şekil 3. Adana ilinde güneş saatine göre, değişik yönlerdeki düşey duvarlar ile yatay duvara gelen güneş ışınlam şiddeti (23 Temmuz) (a: Tavan, b: Batı, c: Doğu, d: Güney, e: Kuzey)

Tablo 1. Hesaplarda Kullanılan Veriler

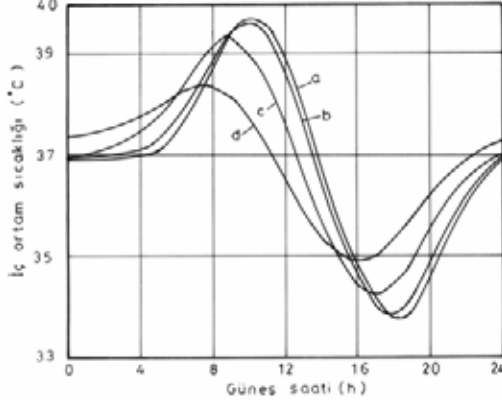
C_a	= 1000 J/kgK
C_f	= 1670 J/kgK
C_w	= 920 J/kgK
h_i	= 8 W/m ² K
h_o	= 23 W/m ² K
k_g	= 0.762 W/m K
k_w	= 0.52 W/m K
n_a	= 0 1/h
S_g	= 0.003 m
S_w	= 0.2 m
$\infty \tau_g$	= 0.87
r_g	= 2707 kg/m ³
r_w	= 1200 kg/m ³
\mathcal{E}	= 0.5

edinebilmek için şekil 2'de gösterilen yapının iç ortam sıcaklığını; yukarıda bahsedilen çevre sıcaklığı ile güneş ışınlamının etkisinde değişimini belirlemek için, eşt. (19) da verilen enerji denklemi dikkate alınmış ve elde edilen değerler aşağıda yorumlanmıştır. Bunun için sözkonusu yapıda bulunan eşyaların miktarı ile istenen iç ortam sıcaklığını sağlayacak soğutma cihazının kapasite ve çalışma sürelerinin, yapı iç sıcaklığı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu amaçla soğutma cihazının değişik çalışma şartları ve yapı içerisindeki farklı eşya kütleleri bulunması durumları ayrı ayrı ele alınmıştır.

şekil 5-7'de iç ortam sıcaklığının, soğutma cihazının belirli bir kapasite ve şartında ve farklı eşya kütlelerinde gün uzunluğu boyunca değişimleri gösterilmiştir.



Şekil 4. Adana ilinde güneş saatine göre, değişik yönlerdeki düşey duvarlar ile çatıdaki sol-air sıcaklık ve ortam sıcaklığının değişimi (23 Temmuz). (a: Tavan, b: Batı, c: Güney, d: Doğu, e: Kuzey, f: Ortam Sıcaklığı)

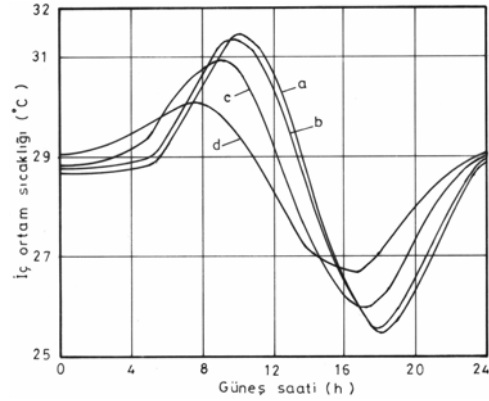


Şekil 5. Örnek yapıda herhangi bir soğutma cihazının çalıştırılmadığı durumda, eşya kütesine bağlı olarak iç ortam sıcaklığının zamana göre değişimi. (a: $M_f = 0$ kg, b: $M_f = 100$ kg, c: $M_f = 400$ kg, d: $M_f = 1000$ kg)

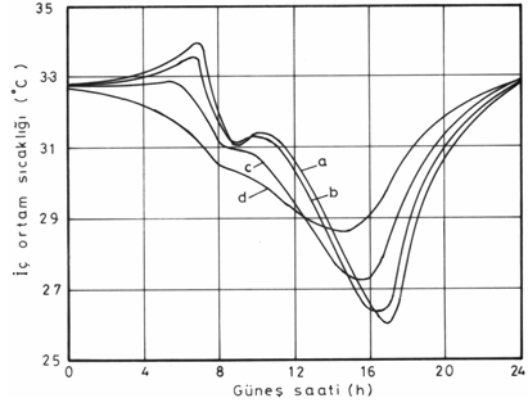
Şekil 5'de soğutma cihazı çalıştırılmadığı durumda sadece yapı elemanları üzerinden geçen ısı kazançları nedeniyle yapı içinde meydana gelen sıcaklık değişimleri gösterilmiştir. Görüldüğü gibi fazla eşya olması olumlu bir durum yaratmasına rağmen, yine de konfor şartını aşan çok yüksek iç ortam sıcaklıkları oluşmakta, dolayısıyla bir soğutma cihazının gerekliliği ortaya çıkmaktadır.

Şekil 6'da soğutma cihazının 2000 W'ta, Şekil 7'de ise 8-18 saatleri arasında 2000 W diğer saatlerde de 1000 W kapasite ile çalışma durumları gösterilmiştir. Soğutma

cihazının sürekli çalıştırıldığı durumlarda periyodik bir sıcaklık dağılımı oluşmakta ve yapı içerisinde eşya kütle miktarının artması daha dengeli bir durum yaratmaktadır. Bu olay, eşyanın ısı kapasitesinin kütesiyle orantılı olarak artması sonucu, soğutma yükünün bir kısmını üzerine alması, daha sonra geri vermesi ile mümkün olmaktadır. Soğutma cihazının sadece belirli saatlerde

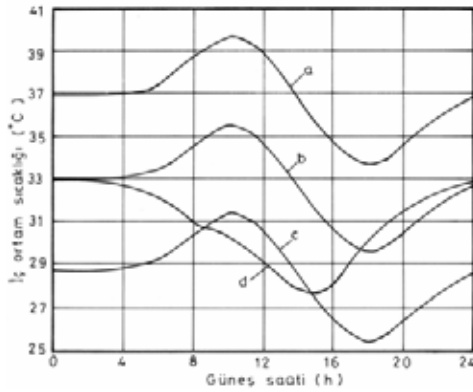


Şekil 6. Örnek yapıda, 24 saat süreyle soğutma cihazının 2000 W kapasite ile çalıştırılması durumunda, eşya kütesine bağlı olarak iç ortam sıcaklığının zamana göre değişimi. (a: $M_f = 0$ kg, b: $M_f = 100$ kg, c: $M_f = 400$ kg, d: $M_f = 1000$ kg)

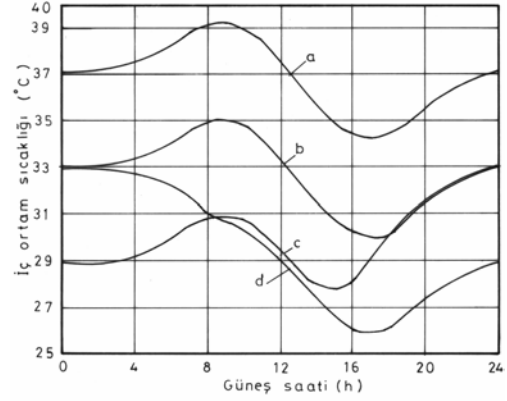


Şekil 7. Örnek yapıda, 08-18 saatleri arasında soğutma cihazının 2000 W, diğer saatlerde 1000 W kapasite ile çalıştırılması durumunda, eşya kütesine bağlı olarak iç ortam sıcaklığının zamana göre değişimi. (a: $M_f = 0$ kg, b: $M_f = 100$ kg, c: $M_f = 400$ kg, d: $M_f = 1000$ kg)

çalıştırılması durumunda ise eşya kütlelerinin olumlu etkisi bariz bir şekilde görülmektedir. Şekil 8-10'da, yapıdaki iç ortam sıcaklığının belirli bir eşya kütlesi varken, soğutma cihazının değişik kapasite ve çalışma şartlarında değişimleri gösterilmiştir. Şekil 8'de söz konusu yapıda eşya kütlesi yokken soğutma cihazının değişik çalışma durumlarında iç ortam sıcaklığının zamana göre değişimleri gösterilmiştir. İç ortam sıcaklığının maksimum ve minimum değerleri arasında büyük fark oluşmakta, soğutma cihazının belirli saatlerde çalışması durumunda ise, cihazın çalışma ve kapanma zamanlarında sıcaklıklarda ani değişimler görülmektedir. Şekil 9 ve 10'da sırasıyla eşya kütlelerinin 400 ve 1000 kg olması durumundaki sıcaklık değişimleri gösterilmiştir. Görüldüğü gibi eşya kütlelerinin artması oranında, ortam içerisindeki iç sıcaklık değişimi daha homojen bir yapıya bürünmektedir.

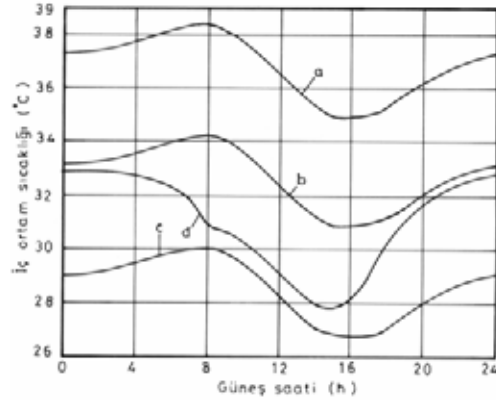


Şekil 8. Örnek yapıda, eşya olmadığı durumda, soğutma cihazının değişik çalışma şartlarında iç ortam sıcaklığının zamana göre değişimi. (a: Soğutma yok, b: 24 saat 1000W, c: 24 saat 2000 W, d: 8-18 saatleri arası 2000W)



Şekil 9. Örnek yapıda, 400 kg eşya bulunması durumunda, soğutma cihazının değişik çalışma şartlarında iç ortam sıcaklığının zamana göre değişimi. (a: Soğutma yok, b: 24 saat 1000W, c: 24 saat 2000 W, d: 8-18 saatleri arası 2000W)

ve sıcaklık değişim aralığı azalmaktadır. Soğutma cihazının çalışmaya başlama ve kapanma durumlarında ani sıcaklık değişimleri görülmektedir. Dolayısıyla konfor şartı açısından daha arzu edilen bir durum oluşmaktadır.



Şekil 10. Örnek yapıda, 1000 kg eşya bulunması durumunda, soğutma cihazının değişik çalışma şartlarında iç ortam sıcaklığının zamana göre değişimi. (a: Soğutma yok, b: 24 saat 1000W, c: 24 saat 2000 W, d: 8-18 saatleri arası 2000W)

5. TARTIŞIMA VE SONUÇ

Yapýlarda insanýn kendini rahat hissedebilmesi için, iç ortam sıcaklýðýnýn belirli bir seviyede olması gereklidir. Bunun için yapay iklimlendirmenin gerekli olduđu yapýlarda, ısı kazançlarýnýn hangi seviyelerde olduđu ve bunu karřılayacak sođutma cihazlarýnýn kapasite ve çalıřma durumlarýnýn ne olmasının uygun olacađı önem arz etmektedir. Bu çalıřmada örnek yapı üzerinde sođutma cihazýnýn deđiřik çalıřma durumlarında iç ortam sıcaklık deđerlerinin zamana göre deđiřimleri belirlenmiřtir. Bu suretle herhangi bir yapıda içerdeki eřyaların etkisi de gözönüne alınarak hangi çalıřma řekline sahip klima cihazýnýn, istenen sıcaklýđı sađlayabileceđi hakkında fikir edinilebilmektedir. Örneđin ele alınan yapıda, eřya kütle sine bađlı olarak iç ortam sıcaklýđýnýn belirlendiđi řekillere bakılacak olursa, eřya kütle sine artıřının; sođutma cihazýnýn her çalıřma řartında iç ortam sıcaklýđı açasından olumlu durum yarattıđı görülmektedir. Ancak konfor řartı açasından kabul edilebilecek 27 ~ 30 °C civarlarında deđiřimin olduđu iç ortam sıcaklýđı, řekil-6 ve řekil 10'dan görüleceđi üzere yapıda 1000 kg eřya varken sođutma cihazýnýn 24 saat sürekl i 2000 W'ta çalıřtıđı iřletme durumunda mümkün olabilmektedir.

6. SEMBOLLER

a_w	Duvar ısı l yayınım katsayısı [m^2/s]
C_a	Havanın özgül ısı sı [J/kgK]
C_f	Eşyaların özgül ısı sı [J/kgK]
c_w	Duvar özgül ısı sı [J/kgK]
F_g	Cam yüzey alanı [m^2]
F_w	Duvar dış yüzey alanı [m^2]
h_i	İç yüzey ısı transfer katsayısı [W/m^2K]
h_o	Dış yüzey ısı transfer katsayısı [W/m^2K]
$I(t)$	Güneş ışınım şiddeti [W/m^2]
J	Duvar yönü sayısı [$j=1,5$]
k_w	Duvar ısı iletim katsayısı [W/mK]

M_a	Yapıdaki hava kütle sine [kg]
M_f	Eşyaların toplam kütle sine [kg]
n_a	Yapıdaki hava değişim sayısı [$1/h$]
Q_{cs}	Soğutma cihazı ısı yükü [W]
Q_f	Eşyalardan dolaylı oluşan ısı kazancı [W]
Q_v	Havalandırmadan oluşan ısı kazancı [W]
Q_w	Duvarlardan gelen toplam ısı kazancı [W]
q_g	Camdan gelen ısı kazancı şiddeti [W/m^2]
q_i	Duvardan gelen ısı kazancı şiddeti [W/m^2]
s	Duvar kalınlığı [m]
t	Zaman [s]
$T_i(t)$	Zamana bađlı iç ortam sıcaklýđı [$^{\circ}C$]
$T_o(t)$	Zamana bađlı çevre sıcaklýđı [$^{\circ}C$]
$T_{sa}(t)$	Sol-air sıcaklık [$^{\circ}C$]
$T_w(x,t)$	Duvar sıcaklýđı [$^{\circ}C$]
$T_{wi}(t)$	Duvar iç yüzey sıcaklýđı [$^{\circ}C$]
$T_{wo}(t)$	Duvar dıř yüzey sıcaklýđı [$^{\circ}C$]
U_g	Camın toplam ısı transfer katsayısı [W/m^2K]
U_w	Duvarın toplam ısı transfer katsayısı [W/m^2K]
x	Duvar kalınlığı yönündeki eksen
α	Camın yutma katsayısı
w_1	Frekans $p/12$ [$1/h$]
τ_g	Camın geçirgenlik katsayısı
r_w	Duvarın yoğunluğu [kg/m^3]

7. KAYNAKLAR

- Chandra, S., Kaushik, S. C., ve ark. 1985. Thermal Performance of a Non-air-conditioned Building for Passive Solar Air-Conditioning: Evaluation of Roof Cooling Systems, Energy and Building, 8, 51-69.
- Chandra, S., Chandra, S. 1983. Temperature Control in a Building with Evaporative Cooling and Variable Ventilation, Solar Energy, 30 (4), 381-387.

Kamel, I. A. 1982. Solar Heat Gain Through Structural Sections to the Sun, Solar Heating Desalination, Butterwarths Ltd. England, 217-239.

Nayak, J. K., Srivastava, A., ve ark. 1982. The Relative Performance of Different Approaches to the Passive Cooling of Roofs, *Building and Environment*, 17 (2), 145-161.

Ođulata, R. T., Yılmaz, T. 1991. Yapýlaryn Isý Kazancýnyn Dinamik İncelenmesi, *Türk Isý Bilimi ve Tekniđi Dergisi*, 14 (4), 32-39.

Sodha, M. S., Ashutosh, S. 1986. Thermal Performance of an Evaporatively Cooled Multi-Storey Building, *Building and Environment*, 21 (2), 71-79.

Tamer, fi. 1972. Klima ve Havalandırma, Cilt 1, 344 s. Sevinç Matbaası, Ankara.

Threlkeld, J. L. 1970. Thermal Environmental, Engineering Second Edition, 495 p. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey.

Yılmaz, T., Ođulata, R. T. 1988. Yaz Klimasında Isý Kazancýnyn Teorik-Nümerik Hesaplanması, *Ç.Ü. Müh. Mim. Fak. Dergisi*, 3 (1), 27-40.

Yılmaz, T., Ođulata, R. T. 1990. Binalaryn Isý Kazancı için Uygun Duvar Malzemesinin Teorik Araştırılması, *Dođa Türk Müh. ve Çev. Derg.* 14 (1), 133-145.

EKLER

$$a_{so} = \frac{1}{t_o} \int_0^{24} T_{sa}(t) dt$$

$$a_{sn} = \frac{2}{t_o} \int_0^{24} T_{sa}(t) \cos(\omega_n t) dt$$

$$b_{sn} = \frac{2}{t_o} \int_0^{24} T_{sa}(t) \sin(\omega_n t) dt$$

$$a_{io} = \frac{1}{t_o} \int_0^{24} T_i(t) dt$$

$$a_{in} = \frac{2}{t_o} \int_0^{24} T_i(t) \cos(\omega_n t) dt$$

$$b_{in} = \frac{2}{t_o} \int_0^{24} T_i(t) \sin(\omega_n t) dt$$

$$I(t) = a_{io} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_{in} \cos(\omega_n t) + b_{in} \sin(\omega_n t)]$$

$$a_{lo} = \frac{1}{t_o} \int_{t_d}^{t_b} I(t) dt$$

$$a_{ln} = \frac{2}{t_o} \int_{t_d}^{t_b} I(t) \cos(\omega_n t) dt$$

$$b_{ln} = \frac{2}{t_o} \int_{t_d}^{t_b} I(t) \sin(\omega_n t) dt$$

$$T_o(t) = a_{oo} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_{on} \cos(\omega_n t) + b_{on} \sin(\omega_n t)]$$

$$a_{oo} = \frac{1}{t_o} \int_0^{24} T_o(t) dt$$

$$a_{on} = \frac{2}{t_o} \int_0^{24} T_o(t) \cos(\omega_n t) dt$$

$$b_{on} = \frac{2}{t_o} \int_0^{24} T_o(t) \sin(\omega_n t) dt$$

$$a_{co} = \frac{1}{t_o} \int_0^{24} Q_{cs}(t) dt$$

$$a_{cn} = \frac{2}{t_o} \int_0^{24} Q_{cs}(t) \cos(\omega_n t) dt$$

$$b_{cn} = \frac{2}{t_o} \int_0^{24} Q_{cs}(t) \text{Sin}(\omega_n t) dt$$

$$\frac{1}{U_g} = \frac{1}{h_i} + \frac{s_g}{k_g} + \frac{1}{h_o}$$

$$A_1 = \infty \tau_g F_g$$

$$A_2 = U_g F_g$$

$$A_{sn} = \sqrt{a_{sn}^2 + b_{sn}^2}$$

$$M = M_a C_a + M_f C_f$$

$$D = \sum (F_w U_w) + \sum A_2 - M_a C_a n_a$$

$$\frac{1}{U_w^j} = \frac{1}{h_i} + \frac{s}{k_w} + \frac{1}{h_o}$$

$$B_{1n} = F_w U_w \sum \lambda_n A_{sn} \text{Sin}\theta_n$$

$$B_{2n} = \sum b_{1n} A_1$$

$$B_{3n} = \sum b_{on} A_2$$

$$B_{4n} = M_a C_a n_a \sum b_{on}$$

$$B_n = B_{1n} + B_{2n} + B_{3n} - B_{4n} - b_{cn}$$

$$C_{1n} = F_w U_w \sum \lambda_n A_{sn} \text{Cos}\theta_n$$

$$C_{2n} = \sum a_{1n} A_1$$

$$C_{3n} = \sum a_{on} A_2$$

$$C_{4n} = M_a C_a n_a \sum a_{on}$$

$$C_n = C_{1n} + C_{2n} + C_{3n} - C_{4n} - a_{cn}$$