

SOĞUTMA YÜKÜ HESAPLARINDA KULLANILAN İÇ VE DIŞ YÜZEY ISI DENGESİ HESAP YÖNTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

F. HALICI & Y. İSLAMOĞLU

Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü Esentepe Kampüsü, Adapazarı

ÖZET

Binalarda soğutma yükünü hesaplamak için, binanın dış yüzeyindeki her elemandan, ısıtım ve taşınım yoluyla olan ısı değişimlerinin, yapı elemanlarından iletimle olan ısı geçişinin, iç yüzeylerin tümünde ısıtım ile olan ısı geçişi değişimlerinin ve iç yüzeyler ile bölge havası arasında taşınım yoluyla olan ısı geçişinin hesaplanması gerekir.

Bu çalışmada yapı elemanının gerek iç yüzey gerekse dış yüzey için genel ısı dengesi bağıntıları, iç ve dış yüzey ısı dengelerine etki eden faktörler açıklanarak çıkarılmıştır. Isı dengesi bağıntılarında bulunan terimler için geliştirilen çeşitli yaklaşımlar hakkında bilgi verilmiş ve duyulur soğutma yükü oranları için önerilen yaklaşımlar değerlendirilmiştir.

I.GİRİŞ

Isı dengesi yöntemi, binalarda enerji alışverişini tanımlamak için kullanılan temel bir yöntem olup, soğutma yükünü hesaplamak amacıyla, belirlenmiş olan bir bölgeye, doğrudan termodinamiğin birinci kanununun uygulanması esasına dayanır. Bu yöntemde, temel ısı geçiş şekilleri olan iletim, taşınım ve ısıtım ile ısı geçişleri aynı anda dikkate alınır[1,2].

Isı dengesi yöntemi, dış yüzey ısı dengesi, duvarlarda ısı iletim, iç yüzey ısı dengesi ve hava ısı dengesi olmak üzere birbirinden farklı dört farklı yöntemin bir araya getirilmesiyle formüle edilmiştir. Bu ısı dengeleri, bölgenin toplam ısıtma ve soğutma yükünün hesaplanması amacıyla, ısıtım bölgenin bütün yüzeyleri dikkate alınarak çözümlenmelidir [1]. Bu çalışmada daha çok iç ve dış yüzey ısı dengeleri üzerinde durulmuştur.

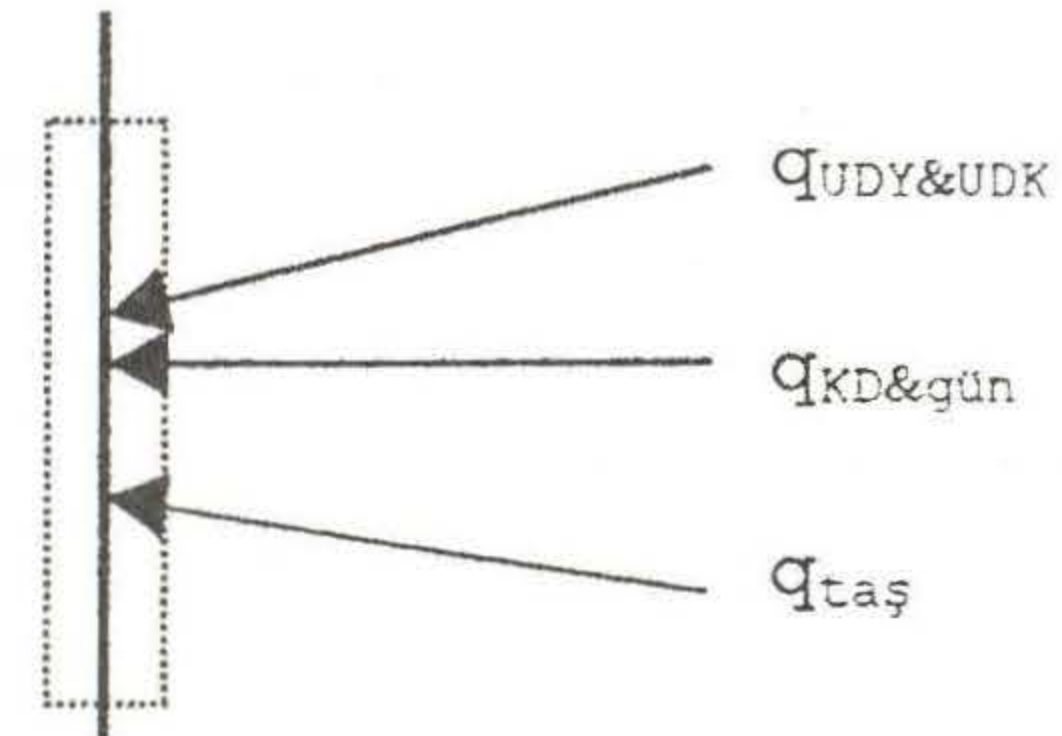
Isı dengesi yönteminde, ısıtım bölge içinde bulunan havanın düzgün sıcaklık dağılımında olduğu kabul edilir. Ayrıca oda duvarlarının (pencereler,duvarlar, döşemeler vb.), yayılı yüzey sıcaklıklarında, bütün yüzeylerin düzgün uzun ve kısa dalgaboylu ısıtımına sahip

olduğu ve yayılı ısıtım yaydığı ve duvarlardan bir boyutlu ısı geçişinin olduğu kabul edilir[1,3].

II. İÇ YÜZEY ISI DENGESİ

II-I. İç Yüzey Kontrol Hacmi

İç yüzey kontrol hacminde; yapı elemanından olan iletim, havaya olan taşınım, kısa dalga boylu ısıtım yutma ve yayma ve ısıtım bölge içerisindeki yüzeyler ve cisimler arasında uzun dalga boylu ısıtım değişimleri dikkate alınır (Şekil 1). Kısa dalga bolu ısıtım, dikkate alınan bölgeye pencerelerden giren güneş ısıtımı ve elektrik lambası gibi içerdeki kaynaklardan yayılan ısıtımındır. Uzun dalga boylu ısıtım değişimleri ise, dikkate alınan bölgenin dışından olan bölgeler, cihazlar ve insanlar gibi, düşük sıcaklık ısıtım kaynaklarından meydana gelir.



Şekil 1. İç yüzey kontrol hacmi

İç yüzey ısı dengesi bağıntısı, iç yüzeydeki bütün ısı akılarının toplamının sıfıra eşitlenmesiyle elde edilir. Kontrol hacmi sadece yüzeyin kendisi olduğundan, enerji dengesinde depolanan enerjiye karşılık gelen terim yoktur. Bu durumda iç yüzey ısı dengesi bağıntısı aşağıdaki gibi olur.

$$q''_k + q''_{KD} + q''_{gün} + q''_{UDY} + q''_{UDK} + q''_{taş} = 0 \quad (1)$$

II-II. İç Yüzey Isı Dengesinde Temel Etkenler

I. Taşınım: Bir yapı elemanı üzerindeki hava akımından dolayı, normal olarak doğal ve zorlanmış taşınımın her ikisi bir arada bulunur. Taşınım ile ilgili olan şartlar, yüzeyin (duvar, tavan, taban) konumuna, yüzey pürüzlülüğüne, yayıcı yerlere, güneş ışınımına vb. bağlı olarak değişir [2].

Isı taşınım katsayısı, doğal ve yapay bir şekilde olan hava akışının karmaşık bir birleşiminden oluşur. Doğal ısı taşınımı, normal olarak laminer ve türbülansli olarak tanımlanan farklı akış türlerinden oluşmuş hava içerisindeki ısı farklılıklarından dolayı meydana gelir. Zorlanmış taşınım katsayıları daha çok oda ve yayıcı geometrilerine bağlıdır. Isı taşınım katsayısı h_c olmak üzere, taşınım yoluyla geçen ısı akısı aşağıdaki bağıntı ile ifade edilir.

$$q''_{\text{taş}} = h_c \cdot (T_y - T_a) \quad (2)$$

II. Işınım: Işınım yoluyla ısı geçişinde, taşınım ve iletim yoluyla olan ısı geçişlerinin aksine, aracı bir ortama gerek yoktur. İki yüzey arasında olan net ışınım yüzey sıcaklıklarına, yüzey ve çevre arasındaki geometrik ilişkilere, ve yüzeyin malzeme özelliklerine bağlıdır [1,2].

Güneş ve elektrik lambası gibi yüksek sıcaklıklı kaynaklar kısa dalgaboylu olarak, insanlar, duvarlar, ve diğer birçok ekipmanlardan oluşan düşük sıcaklıklı kaynaklar uzun dalgaboylu ışınım yayan kaynaklar olarak kabul edilir. Elektrik lambası gibi bazı kaynaklar çevrelerine uzun ve kısa dalgaboylu ışınımın her ikisini de yayarlar [2].

Fenestrationdan olan kısa dalgaboylu ışınım: Güneş ışınımı ısı ışınımından farklı olarak düşünülmelidir. Çünkü kısa dalgaboylu güneş ışınımı için malzeme özellikleri, uzun dalgaboylu güneş ışınımı için malzeme özelliklerinden tamamen farklıdır. Pencere ısı bölgeye enerjinin geçişini sağlarken, aynı pencereler ısı bölgeden enerji kaybına da sebep olurlar. Bina içinde herhangi bir bölgeye giren güneş ışınımı, bölge içindeki yüzeyler ve mobilyalar tarafından yutulurlar ve yutulan enerjinin bir kısmı ışınım yoluyla yayılır diğer bir kısmı ise taşınım yoluyla havaya geçer. Güneş ışınımı kazançları kapalı bölge içindeki bütün yüzeylere dağıldığı kabul edilir[2,3]. Fenestrationdan olan kısa dalgaboylu ışınımından olan duyulur soğutma yükü için, "Fenestrasyondan Güneş Işınımı Dağılım Oranı" yaklaşımı [2] uygulanır.

İçerdeki kaynaklardan olan kısa dalgaboylu ışınım: Elektrik lambası gibi içerdeki bazı kaynaklar, bölgeye hem uzun hem de kısa dalgaboylu ışınım yayarlar. Toplam ışınım kazancı, görünen ve ısı ışınım olarak ayrılmaktadır. Akkor olan lambalar, enerjinin büyük bir

kismini ısı ışınım olarak yayarlar, flüerosan lambası ise enerjinin büyük bir kısmını havaya taşınım yoluyla verir. Elektrik lambalarından olan kısa dalgaboylu ışınımın bölge içindeki bütün yüzeylere dağıldığı kabul edilir[2,3]. Kısa dalgaboylu ışınım dağılımının duyulur analizi için "Kısa Dalgaboylu Işınım Dağılım Oranı", insanlar, elektrik lambası ve ekipmanlardan olan ışınım dağılımının duyulur analizi için ise "Işınım/Taşınım Oranı" yaklaşımı [2] kullanılır.

Bölge içindeki kaynaklardan olan uzun dalgaboylu ışınım: Elektrik lambası, insanlar ve ekipman gibi içerdeki kaynaklardan olan uzun dalgaboylu ışınım toplam enerjinin belli bir yüzdesi olarak ifade edilir. Bu kaynaklardan olan ısı ışınımının binanın bütün elemanlarına yayıldığı kabul edilir. Isı dengesinde ışınım miktarı hesaplanacaksa, kapalı bölge içerisindeki bütün yüzeyler için uzun dalgaboylu ışınım değişimi hesaplanmalıdır[4]. Ekipmanlar ve kapalı bölge içerisindeki bütün yüzeyler için şekil katsayısı hesaplanmalıdır. Yüzey sıcaklığı ve şekil katsayısı bulmak zor olduğundan ekipmanlardan, elektrik lambalarından ve insanlardan olan ışınım değişimini hesaplamak zordur. Bundan dolayı "Işınım/ Taşınım Oranı" ve "Kısa Dalgaboy Işınım Yayılım Oranı" yaklaşımları ile pratik çözüm elde edilir.

Kapalı bölgedeki yüzeylerden olan uzun dalgaboylu ışınım değişimi: Her yüzey için yayma ve yutma katsayıları sıcaklık, açı ve dalga boyunun karmaşık bir fonksiyonudur. Ancak binalarda ısı yük hesaplamalarında aşağıdaki kabuller yapılır:

- Bütün yüzeyler gri, dağıtıcı ve yayma katsayısı sıcaklıkla sabit,
- Yayılan ve yansıtılan ışınım yayılı olarak dağılır,
- Her yüzey sabit sıcaklıkta,
- Her yüzeyi terkeden ısı akısı diğer yüzeylere eşit olarak dağılır ve
- Kapalı bölgedeki ortam ışınımına katılmaz.

Yukarıda verilen kabuller doğrultusunda, ısı veya uzun dalgaboylu ışınım aşağıda verilen yaklaşımlar yardımıyla hesaplanabilir[2,5].

- Tam şekil katsayılı düzgün giden ışınım (uniform radiosity),
- Tam şekil katsayılı Hottel'in toplam gri cisim içdeğişim faktörü (F),
- Yaklaşık şekil katsayılı Hottel'in toplam gri cisim içdeğişim faktörü (F),
- Ortalama radyant sıcaklık (MRT),
- Denge halinde ortalama radyant sıcaklık (MRTbal) ve
- Ağ halinde ortalama radyant sıcaklık (MRTnet).

III. DIŞ YÜZEY ISI DENGESİ

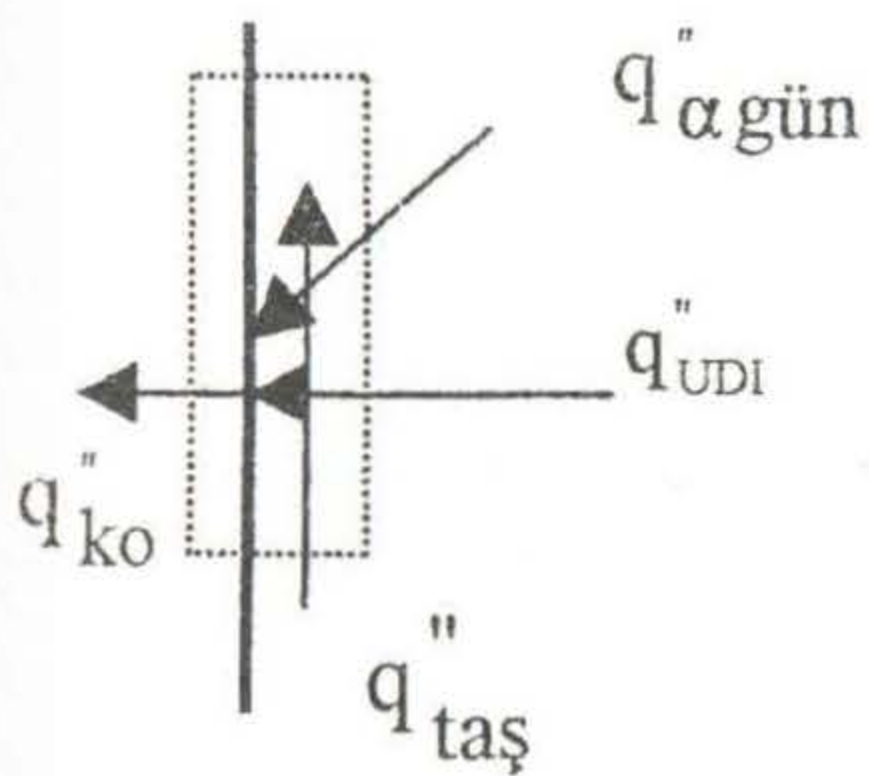
Dış yüzey ısı dengesi hesaplarında, daha önce yapılan kabullere ilaveten aşağıda sıralanan kabullerin de yapılması gerekir[1].

Yayıcılık: Herhangi bir yüzey için spektral yayılım biraz karmaşık olup hesaplamak oldukça zordur. Her bölge için kabaca düzgün bir yayılımın olduğu düşünülür ve yayıcılık uzun ve kısa dalga boylu olmak üzere iki kısma ayrılır.

Düzgün yüzey yaklaşımı: Soğutma yükü hesaplamalarında, iç yüzey karakteristiklerinin düzgün olduğu kabul edilir. Aksi takdirde, renk sıcaklık, vb. farklılıkları için pratik çözüm tekniği olmayan çok parametrenin dikkate alınması gerekir. Sonuç olarak dıştaki bütün yüzeylerin düzgün bir taşınım katsayısına, sıcaklığa, uzun dalgaboylu ışınım ve kısa dalgaboylu ışınımına sahip olduğu kabul edilir.

Uzun dalgaboylu değişim sıcaklıkları ve şekil katsayıları: Dış duvar ile çevre arasında ani olarak uzun dalgaboylu ışınım değişimleri olur. Ancak çevre sıcaklığı ve şekil katsayıları sürekli değişmesinden dolayı genel olarak sıcaklıklar tahmin edilememektedir. Bundan dolayı ısı dengesi bağıntısında uzun dalga boylu ışınım miktarı üç kısma ayrılır: hava sıcaklığı için, gökyüzü sıcaklığı için ve toprak yüzey sıcaklığı için değişim[6].

Yukardaki kabuller dikkate alındığında, dış yüzey ısı dengesi bağıntısı aşağıdaki gibi olur[1,3].



Şekil 2. Dış yüzey ısı dengesi

$$q''_{ko} = q''_{\alpha \text{ gün}} + q''_{\text{taş}} + q''_{UDİ} \quad (3)$$

Yukardaki bağıntıda her bir terim ayrı ayrı yazılırsa kısa dalgaboylu terim için,

$$q''_{\alpha \text{ gün}} = \alpha I_t \quad (4)$$

Taşınım terimi için,

$$q''_{\text{taş}} = h_c \cdot (T_o - T_{so}) \quad (5)$$

Uzun dalgaboy ışınım terimi için ise aşağıdaki bağıntı yazılabilir.

$$q''_{UDİ} = \varepsilon \sigma [F_a (T_o^4 - T_{so}^4) + F_{gök} (T_{gök}^4 - T_s^4) + F_g (T_g^4 - T_{so}^4)] \quad (6)$$

Elde edilen bağıntılar (3) nolu bağıntıda tekrar yazılırsa, dış yüzey için ısı dengesi bağıntısı aşağıdaki gibi olur.

$$q''_{ko} = \alpha \cdot I_t + h_c \cdot (T_o - T_{so}) + \varepsilon \sigma [F_a (T_o^4 - T_{so}^4) + F_{gök} (T_{gök}^4 - T_s^4) + F_g (T_g^4 - T_{so}^4)] \quad (7)$$

Şekil katsayısı bir alınarak (7) nolu eşitlikte ara işlemler yapılırsa ve hava için ışınım ısı geçişi katsayısının doğrusallaştırılmış şekli,

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_o^4 - T_{so}^4) / (T_o - T_{so}) \quad (8)$$

olmak üzere,

$$q''_{ko} = \alpha \cdot I_t + (h_c + h_r) (T_o - T_{so}) + \varepsilon \sigma [F_{gök} (T_{gök}^4 - T_o^4) + F_g (T_g^4 - T_o^4)] \quad (9)$$

bağıntısı elde edilir.

Dış yüzey ısı dengesi için verilen bu bağıntının çözülebilmesi için I_t , h_c , T_o , $T_{gök}$, T_g , $F_{gök}$ ve F_g değerlerinin belirlenmesi gerekir. Bu değerler çeşitli modellemeler yardımıyla hesaplanabilir. Ayrıca soğutma yükü hesaplamalarında gerek iç gerek dış yüzey ısı dengelerinin hesabı için birleşik ışınım taşınım katsayısı yaklaşımı ve dış yüzey ısı dengesinin hesaplanmasında ise, birçok makina mühendisi tarafından tercih edilen güneş-hava (sol-air) sıcaklıkları[1] yaklaşımı da kullanılmaktadır.

IV. SONUÇLAR

Denge halinde ortalama radyant sıcaklık (MRTbal) ve ağ halinde ortalama radyant sıcaklık (MRTnet) yöntemleri, tam şekil katsayılı düzgün terkeden ışınım ve tam şekil katsayılı Hottel'in toplam gri cisim iç değişim faktörü (F) gibi tam sonuç vermektedirler. Ortalama radyant sıcaklık (MRT) ve yaklaşık şekil katsayılı Hottel'in toplam gri cisim iç değişim faktörü (F) yöntemlerinde ise dengesizlik vardır. (MTRbal) ve (MRTnet) yöntemlerinde dengesizlik olmadığından gerçek çözüm için iyi bir yaklaşımdır. Gerçek çözüm yöntemleri (uniform radiosity veya F), (MRTbal) ve (MRTnet) yöntemlerinin soğutma yüküne etkisini göstermek amacıyla, bu yöntemler, duyulur soğutma yüküne uzun dalgaboylu değişim yöntemiyle karşılaştırılmıştır.

Her iki MRT yöntemi için toplam veya maksimum soğutma yükleri için bir farklılık olmadığı, önemli farklılığın sadece gerçek çözüm ile MRT yöntemleri arasında olduğu saptanmıştır. MRT yöntemleri ile gerçek çözüm yöntemleri arasında, maksimum yükler için farklılıklar, %6.88 ile %6.97 ve toplam yükler için ise %7.58 ile %8.26 arasında olmuştur. MRT yöntemleri ile gerçek çözüm yöntemleri arasındaki farklılıklar, bölge geometrisi ve dış duvar sayılarından kaynaklanmaktadır. MRT yöntemleri ile hesaplanmış yükler gerçek çözüm yöntemleri ile hesaplanmış yüklerden daima büyük olmuştur.

Şekil katsayısının tam olarak hesaplanmadığı MRT yöntemlerinin kullanımı, şekil katsayılarının kolayca hesaplanmadığı gerçek bölgelerin analizi için büyük avantajlara sahiptirler. Gerçek bölgeler, şekil katsayısının doğru olarak hesaplandığı mobilya, ekipman, insanlar, elektrik lambalarından vb. oluşur. MRT yöntemlerinde mobilya ve diğer ısı depolayıcı yüzeylerin etkileri alan ve yayma ağırlıklığı[2] esasına dayanır. Bu yöntemler %10 dan büyük hata vermesine karşın soğutma yükü hesaplamalarında tercih edilebilirler.

Elektrik lambaları gibi içerdeki kaynaklardan ve/veya fenestrationdan yansıtılmış ve yayılmış kısa dalgaboylu ışınım dağılımı, "Kısa Dalgaboylu Işınım Yayılım Oranı" yaklaşımıyla bulunur. Kısa dalgaboylu ışınımın dağılımında aşırı değişimler soğutma yüküne çok az etki yapmıştır. Ortalama soğutma yükü farkı %3.92 ile %1.78 arasında değişmekte iken, maksimum yük farkı yaklaşık olarak %0.5 ile %2.5 arasında değişmiştir. Elektrik lambalarından gelen ve güneşten yansıtılan enerji miktarı genel olarak çok fazla değildir ve alan ağırlıklı olarak düzgün bir dağılımdan gelen aşırı değişimler bile soğutma yüküne önemli derecede etkimez.

Ekipmanlar, elektrik lambaları, ve insanlar gibi içerdeki kaynaklardan olan duyulur uzun dalgaboylu ışınım dağılımı, "Uzun Dalgaboylu Işınım Dağılım Oranı" yaklaşımıyla bulunur. Uzun dalgaboylu ışınımında olan aşırı değişimler soğutma yüklerinde küçük değişimlere sebep olmuşlardır. Ortalama soğutma yükü farkı %1.87 ile %0.75 arasında değişmekte iken, maksimum yük farkı yaklaşık olarak %0.3 ile %1.0 arasında değişmiştir. Uzun dalgaboylu dağılımı için duyulur soğutma yükü, kısa dalgaboyu için olandan daha düşük olmuştur. Bu sonuç iç yükler için yayılı bir dağılımın kötü bir kabul olmadığını göstermiştir.

Fenestrationdan olan duyulur yük için "Fenestrationdan Işınım Dağılım Faktörü" yaklaşımı kullanılır. Soğutma yükünün, aşırı ışınım değişimlerinde çok az değiştiği görülmüştür. Ortalama soğutma yükü farkı %2.19 ile %1.62 arasında değişmekte iken, maksimum yük farkı yaklaşık olarak %0.2 ile %3.0 arasında değişmiştir. Bu

sonuç güneş ışınımının tamamının tabana(döşemeye) dağıldığı kabulunun iyi bir yaklaşım olduğunu göstermektedir.

Soğutma yüklerine ışınım/taşınım oranının etkisini göstermek için "İnsanlar, Elektrik Lambası ve Ekipmanlardan Olan Işınım/Taşınım Oranı" yaklaşımı kullanıldı. Elektrik lambaları için ortalama soğutma yükü farkı yaklaşık olarak %5 civarında değişmekte iken, maksimum yük farkı yaklaşık olarak %2.5 ile %3.0 arasında değiştiği, ekipmanlar için ortalama soğutma yükü farkı %1.9 ile %4.4 arasında değişmekte iken, maksimum yük farkının yaklaşık olarak %1.0 ile %2.5 arasında değiştiği, insanlar için ise ortalama soğutma yükü farkı %1.75 ile %2.64 arasında değişmekte iken maksimum yük farkı yaklaşık olarak %1.0 ile %2.0 arasında değiştiği saptanmıştır. Elektrik lambası, ekipmanlar ve insanlar için taşınım/ışınım oranının mümkün olduğunca uygun seçilmesi hatayı azaltır.

Dış yüzey ısı dengelerinde ısı taşınım katsayısının etkisi çok düşüktür. Ancak duvar üzerinde toplam ışınım ve taşınım kazancını tahmin etmek için, basit bir yaklaşım olan birleşik taşınım/ışınım katsayısını kullanmak, hesaplanan ısı dengesini bozar. Bu etkilerden dolayı ve uzun dalgaboylu ışınım değişimleri düşünüldüğünde, sözkonusu yaklaşım kullanılmamalıdır. Geliştirilen gökyüzü sıcaklığı modellerinden her biri soğutma yükünün hesaplanmasında farklı sonuçlar vermiştir. Ancak hafif ısı yüklü binalar için Brown[1] modeli kullanılır.

Güneş-hava (sol-air) modelinde, soğutma yükü hesaplarında dış duvarlarla çevresi arasında uzun dalgaboylu ışınım değişimi ihmal edildiğinden, oldukça hatalı sonuç verir. Bu yüzden soğutma yükünün hesabında sol-air yaklaşımı tavsiye edilmez.

Sonuç olarak soğutma yüklerinin hesaplanmasında ısı dengesi yönteminin kullanımının en büyük avantajı belki de modüler olmasıdır. Ancak yük hesabının doğru olarak yapılabilmesi için doğru bir hesaplama yöntemi kullanılmalıdır.

SEMBOLLER

F_a	Duvar yüzeyi ile hava arasında şekil katsayısı
F_g	Duvar yüzeyi ile toprak yüzeyleri arasında şekil katsayısı
$F_{gök}$	Duvar yüzeyi ile gökyüzü arasında şekil katsayısı
h_c	Isı taşınım katsayısı
I	Kısa dalgaboylu güneş ışınım yoluyla olan ısı geçiş miktarı, W/m^2
$q_{taş}$	Taşınım yoluyla olan ısı kazancı veya kaybı, W/m^2

q''_k	Duvarдан olan iletim ısı akısı, W/m^2
q''_{k0}	Dış duvar yüzeyine doğru olan iletim ısı akısı, W/m^2
$q''_{UDÇ}$	Çevreden gelen uzun dalgaboylu ışınım yoluyla olan ısı geçiş miktarı, W/m^2
q''_{UDK}	Cihaz, insanlar vb. bölge içindeki kaynaklardan uzun dalgaboylu ışım yoluyla olan ısı geçiş miktarı, W/m^2
q''_{UDY}	Kapalı bölge yüzeylerinden uzun dalgaboylu ışınım yoluyla olan ısı geçiş miktarı, W/m^2
q''_{sol}	Pencerelerden iç ortama geçen kısa dalgaboylu ışınım yoluyla olan ısı geçiş miktarı, W/m^2
q''_{KD}	İçerdeki kaynaklardan yutulan ve yayılan kısa dalgaboylu ışınım yoluyla olan ısı geçiş miktarı, W/m^2
$q''_{\alpha gün}$	Dış yüzeyde yutulan, yansıtılan ve yayılan güneş ışınımı yoluyla olan ısı geçiş miktarı, W/m^2
T_a	Kapalı bölge ortalama hava sıcaklığı, $^{\circ}C$
T_g	Toprak yüzey mutlak sıcaklığı, K
T_o	Dış tarafta havanın kuru termometre sıcaklığı, veya mutlak sıcaklığı $^{\circ}C$, K
$T_{gök}$	Gökyüzü mutlak sıcaklığı, K
T_{so}	Dış yüzey sıcaklığı, veya mutlak sıcaklığı $^{\circ}C$, K
T_y	İç yüzey sıcaklığı, $^{\circ}C$
α	Işınım yutma oranı
ε	Işınım yayma oranı
σ	Stefan-Bolzmann Sabiti ($5,67 \cdot 10^{-8}$), $W/m^2 \cdot K^4$

Alt indisler

t Toplam

KAYNAKLAR

1. T. M. McClellan, C. O. Pedersen, "Investigation of Outside Heat Balance Models for Use in a Heat Balance Cooling Load Calculation Procedure", *ASHRAE Transactions: Symposia*, (1997).
2. R. J. Liesen, , C. O. Pedersen, "An Evaluation of Inside Surface Heat Balance Models for Cooling Load Calculations", *ASHRAE Transactions: Symposia*, (1997).
3. C. O. Pedersen, D. E. Fisher, R. J. Liesen, "Development of a Heat Balance Procedure for Calculating Cooling Load", *ASHRAE Transactions: Symposia*, (1997).
4. R.J. Liesen, "Sensitivity of Cooling Load Calculations to Inside Surface Heat Balance Models", *ASHRAE Transaction*, (1997).
5. G.N Walton, "A New Algorithm for Radiant Interchange in Room Loads Calculations", *ASHRAE Transaction*, (1980).
6. S. M Reilly, C. P. Dunne, G. J. Ward, F. C. Winkelmann, "Modelling the Solar Heat Gain Reflected from Neighboring Structures", *ASHRAE Transaction*, (1994).

le premier...
le second...
le troisième...

le quatrième...
le cinquième...
le sixième...

le septième...
le huitième...
le neuvième...

le dixième...
le onzième...
le douzième...

le treizième...
le quatorzième...
le quinzième...

le seizième...
le dix-septième...
le dix-huitième...

le dix-neufième...
le vingtième...
le vingt-et-unième...

le vingt-deuxième...
le vingt-troisième...
le vingt-quatrième...

le vingt-cinquième...
le vingt-sixième...
le vingt-septième...

le vingt-huitième...
le vingt-neufième...
le trenteième...

le trente-et-unième...
le trente-deuxième...
le trente-troisième...

le trente-quatrième...
le trente-cinquième...
le trente-sixième...

le trente-septième...
le trente-huitième...
le trente-neufième...

le premier...
le second...
le troisième...

le quatrième...
le cinquième...
le sixième...

le septième...
le huitième...
le neuvième...

le dixième...
le onzième...
le douzième...

le treizième...
le quatorzième...
le quinzième...

le seizième...
le dix-septième...
le dix-huitième...

le dix-neufième...
le vingtième...
le vingt-et-unième...

le vingt-deuxième...
le vingt-troisième...
le vingt-quatrième...

le vingt-cinquième...
le vingt-sixième...
le vingt-septième...

le vingt-huitième...
le vingt-neufième...
le trenteième...

le trente-et-unième...
le trente-deuxième...
le trente-troisième...

le trente-quatrième...
le trente-cinquième...
le trente-sixième...

le trente-septième...
le trente-huitième...
le trente-neufième...