

RADYANT ISITMA VE ÖNEMİ

Ahmet CAN

ÖZET

Bir ısıtma sürecinin verimliliği, ticari ve sanai kuruluşlarının temel hedeflerinden üretimi ve buna bağlı karlılığı arttırmak yönünden, daima sorulan ve araştırılan bir konudur. Çünkü, kuruluşların ısıtma enerjisi harcamaları, yıllık işletme giderleri içinde önemli bir payı oluşturmaktadır. Uygun yöntemin seçilmesiyle, ısıtma amaçlı harcamaların azaltılması ve aynı sermaye ile, hem daha çok, hem de ekonomik üretim yapılması sağlanabilir.

Radyant ısıtma; doğalgaz, sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) ve sıvı yakıtların, ısıtma enerjisi sağlayan tüplerde yakılması sonucu ısınan tüplerden yayılan kızıl ötesi ışınların, reflektör aracılığı ile, direkt nesnelere ısıtma prensibine dayanır.

Makalede, doğal gazın kullanım talebiyle orantılı olarak, uygulamaları hızla yaygınlaşan ve ülkemizde de, önemli pazar oluşturacak, radyant ısıtma sistemlerinin, çalışma prensibi ve tipleri, kullanım alanlarından seçilmiş örnekler gözönüne alınarak tanıtılmakta ve enerji ekonomisi yönünden, konvansiyonel sistemlerle mukayesesine ve pazar analizine yer verilmektedir.

GİRİŞ

Radyant ısıtma, 1987-1988 yıllarından itibaren, büyük hacim ısıtmalarında kullanılan mevcut ısıtma sistemlerinin, güçlü bir alternatifi olarak karşımıza çıkmıştır. Bu tür ısıtma sistemleri, günümüzde, belirli bir uygulama düzeyine ulaşmış olup, her geçen gün, daha fazla ilgi odağı haline gelmiştir.

Radyant ısıtma sistemleri ile ilgili bilgilerin ve bilinç düzeyinin, ülkemizde henüz yeterli seviyeye ulaşmamış olması, bu ısıtma yöntemi ile ilgili, gerçek teknik ve ekonomik yaklaşımların oluşmasını önlemektedir.

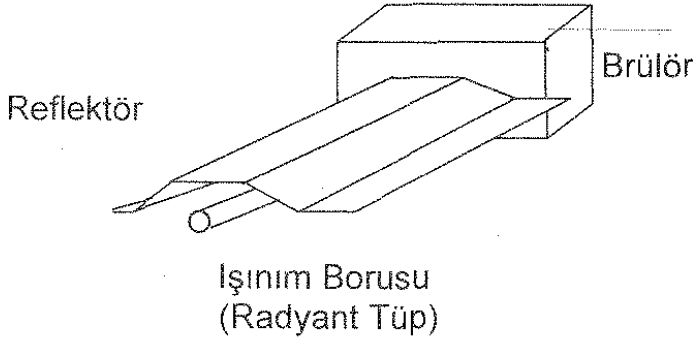
Bu genel giriş bilgileri ışığında, çalışmada, önce, radyant ısıtma prensibi, çeşitleri, kullanım alanları, seçenekler ve radyant ısıtma sisteminin teorik analizi yapılmıştır. Daha sonra konu ile ilgili örnekler verilmiştir. Çalışmanın son bölümünü sonuç ve değerlendirme oluşturmaktadır.

Radyant ısıtma, prensip olarak, konvansiyonel sıcak hava ile ısıtmadan çok daha farklı gerçekleştirilmektedir. Bilindiği gibi, üç tür ısı geçişi tarif edilmektedir. Bunlar, iletim, taşınım ve ışınım şeklinde olmaktadır. Radyant ısı geçişi veya diğer ifadeyle ışınım ile olan ısı geçişi, iletimle ve taşınım ile olan ısı geçişinden tamamen farklı bir özelliğe sahiptir. Işınım ile ısı geçişinde, iletim ve taşınım şekillerindeki gibi, ortamın dolu olmasına ve maddesel bir teması gerek yoktur. Işınım ile ısı geçişi, cisimler arasında boşluk olması durumunda da vardır.

Işınım ile ısı geçişi olayının açıklanması, genel olarak dalga ve kuantum teorileri yardımıyla yapılmaktadır. Buna göre, ışınım, belirli bir dalga boyundaki kızıl ötesi ışınların, çarptıkları cisimlerin yüzeyindeki molekülleri titreştirmeleri, böylece oluşan sürtünme ile ısınmayı sağlamalarıdır. Tüm cisimler, yüzey sıcaklıklarına bağlı olarak ışınım yayarlar. Ancak, yüzey sıcaklığı 300 °C' nin üzerinde

olan cisimler, radyant ısıtma açısından dikkate alınır. Radyant ısıtmada kullanılan cihazlarda, yüzey sıcaklığı 450 °C civarındadır. Bu yüzey sıcaklığına sahip cisimler, yüzey sıcaklığına da bağlı olarak, 1 - 10 µm dalga boyunda ışınım yayarlar.

Radyant ısıtma cihazlarında, doğalgaz veya doğalgazın ulaşamadığı yerlerde, sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), bir brülör vasıtası ile yakılır ve Şekil 1' de gösterilen sistemdeki borunun dış yüzeyi ısıtılır,[1, s.245]. Radyant tüp adı verilen bu borudan yayılan kızıl ötesi ışınların, reflektör aracılığı ile direkt nesnelere ısıtma prensibine dayanır,[2, s.20].



Şekil 1: Düşük Yoğunluklu Radyant Isıtıcı

RADYANT ISITICILARIN ÇEŞİTLERİ, KULLANIM ALANLARI, SİSTEM TİPLERİ VE SEÇENEKLER

Isıtma tekniğinde faydalanılan Radyant Isıtıcılar, başlıca iki grup altında incelenebilir. Bunlar,

- Yüksek Yoğunluklu Radyant Isıtma Cihazları,
 - Düşük Yoğunluklu Radyant Isıtma Cihazları,
- olarak adlandırılır.

a) Yüksek Yoğunluklu Radyant Isıtma Cihazları : Bu gruba giren cihazlarda, yüzeylerin kor renginde olabildiği ve alevin kendisinden de, ışınım yaydığı tespit edilmiştir. Yani, çıplak alev ışınımı söz konusudur. Yüksek ışınım şiddetine sahip bu cihazlarda, yüzey sıcaklıklarının 1000 °C' nin üzerinde olduğu ve bunların büyük yüksekliğe sahip hacimler için uygun olduğu belirlenmiştir. Ancak, cihazın açık alevli olanı kullanılıyorsa, ısıtılan hacmin iyi havalandırılması gerekir.

Bu tür radyant ısıtma cihazlarında, ışınım dalga boyu 1 ile 5 µm arasında bulunduğundan, insan sağlığı için tehlikeli olabilir. Ancak, ışınım dalga boyu uygun şekilde kontrol edilirse, yüksek yoğunluklu bu cihazlar, çok iyi ısıtma sağlayabilir.

b) Düşük Yoğunluklu Radyant Isıtma Cihazları : Radyant ısıtma tekniğinde, ilk olarak akla gelmesi gereken, düşük yoğunluklu radyant ısıtma cihazlarıdır. Bu tür ısıtma cihazlarının daha ucuz olması, pratikteki uygulamasının daha kolay gerçekleştirilmesi ve insan sağlığına kesinlikle zararsız olmaları, düşük yoğunluklu radyant ısıtma cihazlarını, yüksek yoğunluklu cihazlara göre, çok daha fazla tercih edilir duruma getirmiştir. Pazardaki önemi açısından da, incelenmesi gereken, düşük yoğunluklu radyant ısıtma cihazlarıdır.

Genellikle, büyük ve geniş hacimli mahallerin ısıtılmasında faydalanılan, radyant ısıtma sistemlerinin, başlıca kullanım alanları, aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- | | |
|--|--------------------|
| - Büyük Çarşı ve Alışveriş Merkezleri | - Spor Salonları |
| - Sanayi Siteleri ve Organize Siteleri | - Restoranlar |
| - Fabrikalar | - Camiler |
| - İmalathaneler | - Müzeler |
| - Uçak Hangarları | - Çiftlikler |
| - Otomobil Servisleri | - Seralar |
| - Ambarlar | - Galeriler |
| - Her Türü Bakım ve Servis Üniteleri | - Teşhir Salonları |
| - Okullar | |

Pratikte üç tip radyant ısıtma sistemi mevcuttur. Bunlar,

- 1) Açık Alevli Radyant Plaka Sistemi,
- 2) U Tipi Radyant Tüp Sistemi,
- 3) Vakum Fanlı Entegre Radyant Tüp Sistemi,

olarak gruplandırılır, [1, s.249]. Tüm sistemler birlikte, verim ve maliyet yönünden değerlendirildiğinde, vakum fanlı entegre radyant tüp ile U tipi radyant tüp sistemlerinin, daha ekonomik olduğu anlaşılmıştır.

Isıtma sistemi ile ilgili değerlendirmeler sonucunda, radyant ısıtma istemine karar verilmiş ise, çalışma sıcaklığına göre aşağıda sıralanmış değişik radyant ısıtıcılar arasından seçim yapmak gerekir. Bunlar,

- Yüksek Sıcaklıklı Elektriksel Quarz Isıtıcılar (2000 °C)
 - Yüksek Sıcaklıklı Açık Alevli Seramik Plaka Isıtıcılar (1000 °C)
 - Orta Sıcaklıklı Bacasız Radyant Tüp Isıtıcılar (500 - 650 °C)
 - Orta Sıcaklıklı Bacalı Radyant Tüp Isıtıcılar (500 - 650 °C)
 - Düşük Sıcaklıklı Sulu ya da Buharlı Radyant Isıtıcılar (110 °C)
- şeklinde sıralanabilir.

Açık alevli seramik plaka ve Quarz radyant ısıtıcılar, ülkemizde yaygın olarak kullanılmakla birlikte, özellikle SPOT ısıtmalar için uygun olabilir. Bunlardan, Quarz ısıtıcıların işletme maliyetleri, elektrik enerjisi tükettikleri için çok yüksektir. Bu sebeple, bu tür radyant ısıtıcılar, büyük mağazaların giriş kapılarında veya benzeri yerlerde kullanılırlar. Ayrıca bir kazan dairesi gerektirdiklerinden, düşük sıcaklıklı sulu veya buharlı ısıtıcıların, ilk yatırım maliyetleri oldukça yüksektir. Eğer işletmede, başka amaçlar için de kullanılan, atık buhar veya sıcak su varsa önerilebilir.

Ülkemiz için en fazla ilgi çeken, bacalı veya bacasız radyant tüp ısıtıcılarıdır. Bacasız tipine karar verirken, hava değişim sayısının 2 değerinden büyük olması ve egzoz gazları içindeki karbondioksit oranının, 5000 ppm' den düşük değerde kalması sağlanmalıdır.

RADYANT ISITICILARIN ANA ELEMANLARI VE ÇALIŞMA PRENSİPLERİ

Radyant ısıtıcıların ana elemanları; 1. Brülör, 2. Radyant Tüp, 3. Reflektör, 4.Egzos Tüpü, 5. Vakum Pompası, 6. Sıcaklık Kontrol Ünitesi olarak sıralanabilir.

1. Brülör : Bağlantı flanşı, filtre, seramik alev başlığı, ateşleme elektrodu, alev kontrol sensörü, kontrol ünitesi, regülatör, magnet ventil, transformatör, türbülötör, basınç ayarlayıcı, ateşleme otomatığı gibi elemanlardan oluşur. Doğal gazın yakılması brülörde gerçekleştirilir.

2. Radyant Tüp : Titanyum alaşımlı çelikten, yüksek sıcaklık va korozyona dayanıklı olacak şekilde imal edilir. Yaklaşık 1200 °C gibi yüksek sıcaklığa dayanıklı, siyah boya ile boyanır. Çalışma sıcaklığı 200 - 400 °C arasında bulunur.

3. Reflektör : Parlatılmış alüminyumdan (veya paslanmaz çelikten) imal edilirler ve radyant tüplerin üzerine, Şekil 1' de gösterildiği gibi monte edilirler. Radyant tüpün yaydığı kızıl ötesi ışınlar, reflektörler vasıtası ile, ısıtılacak bölgelere yönlendirilerek (direkt olarak) yansıtılırlar.

4. Egzos Tüpü : Yanma sonucu oluşan atık gazlar, egzoz tüpü yardımı ile dışarı atılır. Bu tüpe, fan ve egzoz pompası monte edilir.

5. Vakum Pompası: Vakum fanlı entegre radyant tüp sisteminin borularının sonuna monte edilir. Atık gazların çıkış borusu aracılığı ile, dış ortama verilmesini sağlar.

6. Sıcaklık Kontrol Ünitesi : Sıcaklık kontrolü, çoğunlukla termostatlar aracılığı ile sağlanır. Açık - Kapalı (süreksiz otomatik kontrol) veya iki kademelili (sürekli otomatik kontrol) şekilde kontrol mümkündür. Termostatlar, radyant tüplerin altına paralel olarak, zeminden 2 m (bazen 3 m) yukarı, uygun şekilde monte edilirler. Ayrıca, güvenlik açısından, emniyet termostatu bulunur.

RADYANT ISITMADA İŞLETME ŞEKLİ

Radyant Isıtma sisteminin işletmeye alınışı, ön süpürme adı verilen süreçle başlar. Tüplere, taze hava girişi sağlanarak, burada bulunabilecek yabancı gazlar dışarı atılır. Hava basıncı kontrol elemanı ile hava basıncı ve gaz basıncı için olan ile de, gaz basıncı ölçülür. Okunan değerler uygun ise, gaz vanası açılarak, gaz girişi sağlanır. Ateşleme, silikon - karbid elektrod ile yapılır. Yanma; brülör tek kademeli ise, tam yükte, iki kademeli ise, başlangıç yükünde başlar. Yanma esnasında alev kontrolü, alev sensörü tarafından otomatik şekilde olur. Egzos gazı basınç kontrol ünitesi ile, egzos basıncı ölçülerek, birikme olup olmadığı kontrol edilir. Anormal koşullarda veya sıcaklık arzu edilen değer in üstüne çıktığı zaman, brülöre gaz girişi kesilir.

RADYANT ISITMA SİSTEMİNİN TEORİK ANALİZİ

Radyant ısıtmada, hacim değil cisimler ısıtılır. Hacim havası ısıtılmadığı için, klasik yöntemle hesap yapılmaz. Yüzeyle düşen ısıma enerjisine göre hesap yapılarak, gereken ısı yükü tespit edilir.

Işınım için, kesin bir mekanizma açıklanamamış olmasına rağmen, başlıca iki teori, pratiğe daha yakın sonuçlar vermektedir. Bunlar, Maxwell' in elektromanyetik dalga teorisi ve Max Planck' in Kuantum teorisi olarak bilinmektedir. Maxwell' in elektromanyetik dalga teorisine göre, ısı, elektromanyetik dalgalar ile yayılmaktadır. Max Planck' in Kuantum teorisine göre ise, foton denen enerji paketçiklerinin ısıtmayı sağladığı görüşü ileri sürülmektedir. Ancak, söz konusu fotonların da, belirli frekanslarda titreşip, dalga karakteri gösterdiği ifade edilmektedir.

Ancak, ışınım teorilerinin hepsinin birleştiği ortak nokta, ışınım ile ısı geçişi olayının, bir yayma ve yutmadan ibaret olduğudur.

Tüm cisimler ışınım yayar. Gazlar ve yarı geçirgen bazı katı cisimler için (örneğin cam) ışınım, hacimsel bir olaydır. Diğer bir ifade ile, cismin bir noktasından yayılan ışınım, diğer noktaları tarafından yayılan ışınımdan etkilenir.

Dalga mekaniğine göre, λ dalga boyuna ve ν frekansına sahip bir dalganın yayılma hızı;

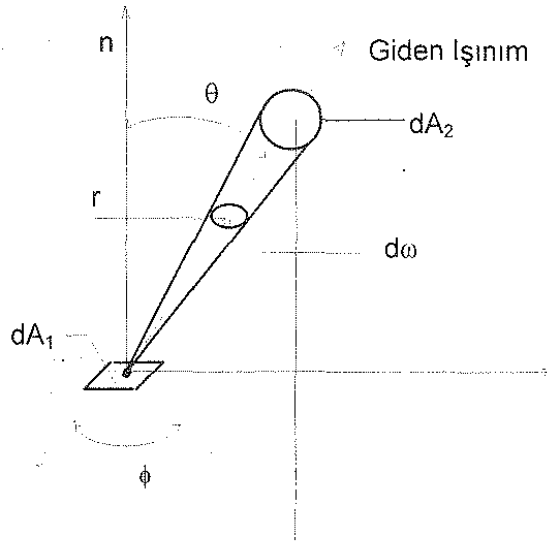
$$c = \lambda \cdot \nu \quad (1)$$

eşitliği ile belirlenir. Bu dalganın sahip olduğu enerji ise,

$$E = h \cdot \nu \quad (2)$$

ifadesiyle hesaplanır. Burada, h Planck sabiti olarak ifade edilir ve $h = 6,6256 \cdot 10^{-34}$ J.s değerindedir. Sıcaklığın yükselmesine bağımlı olarak, atomların daha hızlı titreşimleri ile, ışınım enerjisi artar, frekans büyür ve dalga boyu kısalır. Alçak frekanstaki ışınımın, dalga teorisine, yüksek frekanstaki ışınımın ise, kuantum teorisine uygun davranış gösterdiği ifade edilmiştir,[3].

Işınım Şiddeti : Işınımın yayıldığı yüzeyin (dA_1), yayma yönüne dik birim alanından ($dA_1 \cos \theta$), birim katı açı içinde ($d\omega$) ve birim zamanda geçen enerji şeklinde tanımlanır. Bu süreç, Şekil 2' de gösterilmiştir.



Şekil 2. Işınım Şiddeti ve Katı Açısı

Işınım şiddeti için verilmiş tanıma göre, dA_1 yüzeyinden giden (veya geçen) ışınım akısı;

$$q^+ = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I(\theta, \phi) \cdot \cos\theta \cdot \sin\theta \cdot d\theta \cdot d\phi \quad (3)$$

bağıntısı ile verilir. Spektral ışınım şiddeti, birim dalga boyundaki ışınım şiddetidir. Böylece, en geniş tanımı ile, tüm dalga boyu için geçerli ışınım akısı için,

$$q^+ = \int_0^{\infty} \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I(\lambda, \theta, \phi) \cdot \cos\theta \cdot \sin\theta \cdot d\theta \cdot d\phi \cdot d\lambda \quad (4)$$

yazılabilir.

Siyah Cismin Işınımı : Siyah cisim, üzerine gelen ışınımın yönü ve dalga boyu ne olursa olsun, tamamını yutan, Verilen bir sıcaklık ve dalga boyunda en fazla ışınımı, yönden bağımsız olarak yayan cisimdir.

Buna göre, belirli bir dalga boyunda ve sıcaklıkta, siyah cisimden yayılan ışınım şiddeti;

$$I_b(\theta, \phi) = I_{b\lambda}(T) \quad (5)$$

olarak tanımlanır. Siyah cismin ışınım akısı için,

$$q_b^+ = I_{b\lambda}(T) \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} \cos\theta \cdot \sin\theta \cdot d\theta \cdot d\phi \quad (6)$$

yazılabilir. λ dalga boyunda, siyah cisimden yayılan ışınım şiddeti,

$$I_{b\lambda}(T) = \frac{2 \cdot h \cdot c_0^2}{\lambda^3 \cdot \left\{ \exp\left[\frac{h \cdot c_0}{\lambda \cdot k \cdot T} \right] - 1 \right\}} \quad (7)$$

eşitliği ile tanımlanır. Siyah cisim ışınımının dalga boylarına göre dağılımını,

$$I_{\lambda,b}(\lambda, T) = \frac{2 \cdot h \cdot c_0^2}{\lambda^5 \cdot \left\{ \exp\left[\frac{h \cdot c_0}{\lambda \cdot k \cdot T} \right] - 1 \right\}} \quad (8)$$

şeklinde, PLANCK tarafından tanımlanmış ifade verir, [4]. Burada, $k = 1,38054 \cdot 10^{-23}$ (J/K) Boltzmann sabiti, $c_0 = 2,9979$ (m/s) ışığın boşluktaki hızı ve T (K) mutlak sıcaklıktır, [4]. Bu eşitlikle tanımlanan $I_{b\lambda}(T)$, siyah cismin birim alanından, birim dalga boyu ve katı açı başına yayılan enerjiyi ifade eder. (6)

ve (7) eşitliklerinde, gerekli değerler yerlerine konup, bir yarım küre yüzeyi için, tüm dalga boylarını içerecek şekilde integrasyon yapılırsa, T mutlak sıcaklığındaki siyah cismin, birim alanından yayılan enerji için,

$$E_b(T) = T^4 \int_{\lambda=0}^{\infty} \frac{c_1}{\lambda^5 \cdot \left\{ \exp \left[\frac{c_2}{\lambda T} \right] - 1 \right\}} dx \quad (9)$$

ve

$$E_b(T) = \sigma \cdot T^4 \quad (10)$$

ifadesi elde edilir. Burada, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ olarak, Stefan-Boltzmann sabitidir.

Mükemmel bir ışınım yayıcı (siyah cisim) tarafından yayılan ışınım enerjisini veren ifade, ilk olarak 1879 yılında STEFAN tarafından empirik olarak tanımlanmıştır. Daha sonra, Termodinamiğin birinci yasasına göre, 1884'te BOLTZMANN tarafından çıkarılmıştır. Böylece,

$$Q = A \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (11)$$

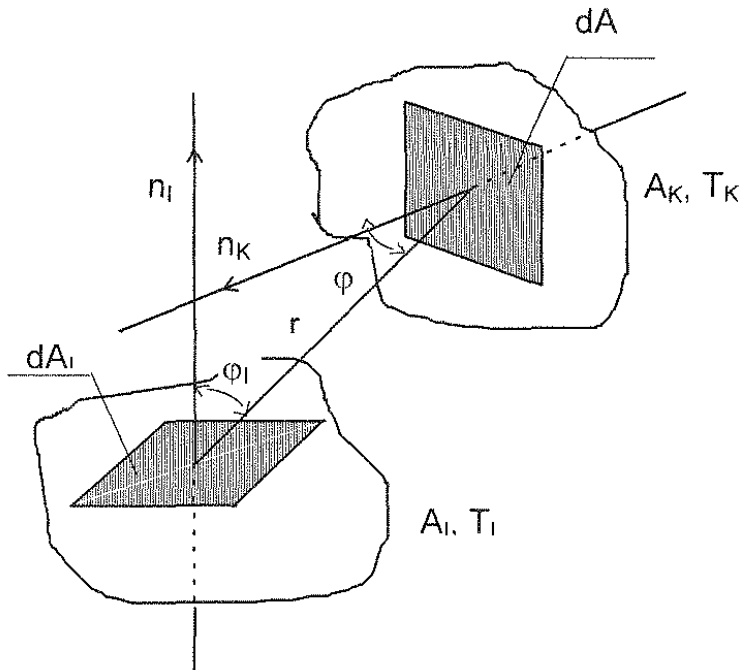
şeklindeki ifade ile, A alanına ve T mutlak sıcaklığına sahip, siyah cisimden yayılan ışınım enerjisi belirlenir.

ŞEKİL FAKTÖRÜ

Yüzeyler arasında, ışınım ile etkileşmeyen bir ortam bulunması durumunda, iki cisim arasındaki ışınım ile ısı geçişinde aşağıdaki değişkenler etkilidir. Bunlar;

- Yüzeylerin geometrileri,
- Yüzeylerin birbirine göre konumları,
- Yüzeylerin ışınım özellikleri,
- Yüzeylerin sıcaklıkları,

olarak sıralanabilir. Ayrıca hesaplamalarda, yüzeylerin gri oldukları ve eşit dağılı olarak ışınım yaydıkları varsayılır. Bir cisimden (1) yayılan ışınımdan, diğer bir cisme (2) ulaşan ışınım miktarı, F şekil faktörü ile hesaplanır. Örneğin, I ve K yüzeyleri arasındaki şekil faktörü, F_{IK} ile gösterilir ve I yüzeyinden giden ışınımın, K yüzeyine düşen miktarı (oranı) olarak tanımlanır. Değişik geometriler için, şekil faktörlerini teorik olarak hesaplamak mümkündür.



Şekil 3. Birbirine karşı gelişigüzel duran ışınım yüzeyleri.

I yüzeyinden dA_I yüzey elementi ve K yüzeyinden dA_K yüzey elementi, şekil 3' te gösterildiği gibi, birbirine karşı gelişigüzel konumlandırılmıştır. Yüzey elementlerinin merkezlerini birleştiren r uzunluklu çizgi, yüzey normaleri ile φ_I ve φ_K açılarını yapmaktadır. dA_I yüzeyinden bakıldığında, dA_K yüzeyi,

$$d\omega_{KI} = \frac{dA_I \cdot \cos\varphi_I}{r^2} \quad (12)$$

eşitliği tanımlanan hacim açısı altında görülür. Bunun tersi, dA_K yüzeyinden bakıldığında dA_I yüzeyi,

$$d\omega_{IK} = \frac{dA_K \cdot \cos\varphi_K}{r^2} \quad (13)$$

hacim açısı altında görülür, [7,s.572]. (12) ve (13) denklemlerindeki $(dA \cdot \cos\varphi)$ yüzeyi gözönüne alınan yüzeyin, r doğrultusuna dik düzlemdeki projeksiyonudur.

Böylece, I yüzeyinden çıkıp, K yüzeyine düşen ışınım miktarı için,

$$dQ_{I \rightarrow K} = I_I \cdot \cos\varphi_I \cdot dA_I \cdot d\omega_{KI} \quad (14)$$

eşitliği yazılabilir. $d\omega_I$ yerine (12) nolu eşitlik yazılarak,

$$dQ_{I \rightarrow K} = I_I \cdot \cos\varphi_I \cdot dA_I \cdot \frac{dA_K \cdot \cos\varphi_K}{r^2} \quad (15)$$

elde edilir. A_I ve A_K yüzeylerinin tamamı gözönüne alınarak,

$$Q_{I \rightarrow K} = \iint_{A_I A_K} \frac{I_I \cdot \cos\varphi_I \cdot \cos\varphi_K}{r^2} dA_I \cdot dA_K \quad (16)$$

yazılabilir. Işınım şiddetinin tüm yüzey üzerinde eşit yayıldığı, yansıtıldığı kabulü ile,

$$Q_{I \rightarrow K} = q_I^+ \iint_{A_I A_K} \frac{\cos\varphi_I \cdot \cos\varphi_K}{\pi r^2} dA_I \cdot dA_K = q_I^+ \cdot A_I \cdot F_{IK} \quad (17)$$

bulunur. Buradan, şekil faktörü,

$$F_{IK} = \frac{Q_{I \rightarrow K}}{q_I^+ \cdot A_I} \quad (18)$$

şeklinde tanımlanabilir. Burada, $(Q_I^+ = q_I^+ \cdot A_I)$ geçerlidir. (17) ve (18) nolu ifadelerden, şekil faktörü için,

$$F_{IK} = \frac{1}{A_I} \iint_{A_I A_K} \frac{\cos\varphi_I \cdot \cos\varphi_K}{\pi r^2} dA_I \cdot dA_K \quad (19)$$

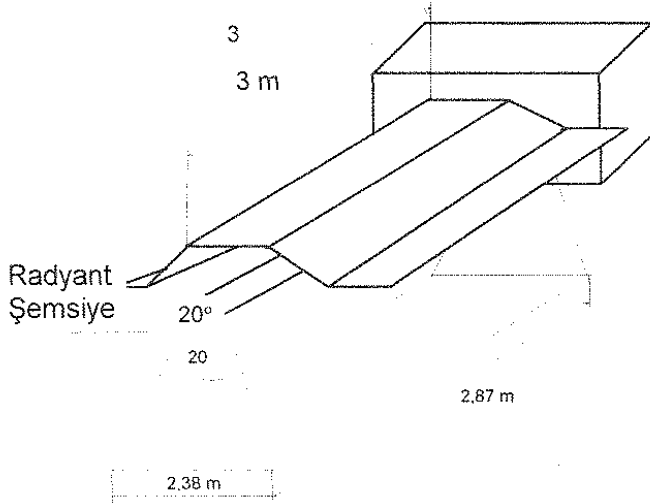
eşitliği yazılabilir. Radyant ısıtmada karşılaşılan mühendislik problemlerinin durumuna göre, toplama kuralı ve karşılıklık kuralı gibi şekil faktörleri arasında geçerli temel bağıntılardan da yararlanılır. Bunu haricinde, birbirini gören oldukça uzun yüzeyler için geçerli şekil faktörü hesaplanırken, HOTTEL ip yöntemi de kullanılabilir. Genellikle, ilgili kitaplarda verilmiş, bağıntı, çizelge ve diyagramlar kullanılarak, şekil faktörleri belirlenir.

Radyant ısıtıcı için, F şekil faktörü ilave edilerek ısı geçişi ifadesi

$$Q = A \cdot F \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (20)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, A ısıtıcı alanını (m^2), T_1 ısıtıcı yüzey sıcaklığını (K) ve T_2 ısıtılan yüzey sıcaklığını (K) ifade etmektedir.

Radyant Isıtma problemi, bir levha ve eksenine buna paralel bir silindir olarak gözönüne alınabilir. Şekil 5'te gösterildiği gibi, 5 metre yükseklikte, 3 metre boyunda ve 102 mm çapta bulunan Radyant Isıtma borusunun, yere göre Şekil Faktörü 0,87 değerinde bulunur. Yani, Radyant ısıtıcıdan çıkan enerjinin, % 87'si yere ulaşmaktadır, [2, s.31].



Şekil 5. Radyant Isıtıcının Etki Alanı

RADYANT ISITICIDA YAKILAN DOĞALGAZIN ISITMA İÇİN FAYDALANILAN BÖLÜMÜ

Basit bir Radyant Isıtma cihazında, yakılan doğalgazın, etken olarak ısıtmaya katılan bölümü bir örnek ile hesaplanabilir. Bu örnek için, kullanılan yakıtın debisi $m_{\text{yakıt}} = 2,2 \text{ Nm}^3/\text{h}$, doğalgazın ısıl değeri $H_u = 34535000 \text{ J/Nm}^3$ ve hava fazlalık katsayısı $n = 1$ olarak verilmiştir. Bir saatlik süre içinde, $\eta = 0,90$ yanma verimi ile yanma sonucu açığa çıkan ısı,

$$Q_N = m \cdot H_u \cdot \eta = 2,2 \cdot 34535 \cdot 0,90/3600 = 18994,25 \text{ W} \quad (21)$$

olarak bulunur. Bu ısının bir bölümü, yanma sonu oluşan atık gazların, $V_g = 25,08 \text{ Nm}^3/\text{h}$ debisi ile ve $T_{g,\text{çıkış}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ çıkış sıcaklığında, dış ortama atılmasından oluşan, baca kaybı şeklinde kaybolmaktadır. Verilen çıkış sıcaklığında atık gazın, sabit basınçtaki özgül ısı $c_{pg} = 1386 \text{ J/Nm}^3\text{ }^\circ\text{C}$ alınabilir. Sıcaklık farkı yaklaşık $\Delta T_{g,\text{çıkış}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ kabul edilerek, baca kaybı,

$$Q_k = V_g \cdot c_{pg} \cdot \Delta T_{g,\text{çıkış}} = 25,08 \cdot 1386 \cdot 100/3600 = 948,59 \text{ W} \quad (22)$$

olarak bulunur. Böylece, burada örnek alınan radyant ısıtıcının borusunda gerçekleşen yanma sonunda, ısıtma borusu yüzeyine geçen ısı,

$$Q_g = Q_N - Q_k = 18994,25 - 948,59 = 18045,66 \text{ W} \quad (23)$$

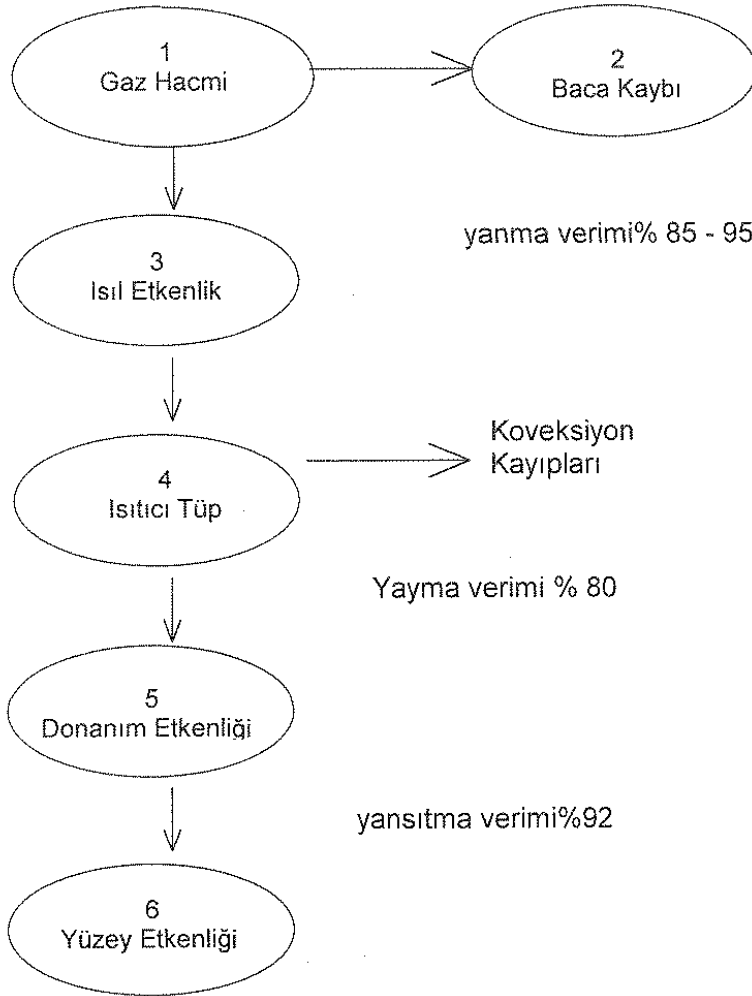
olarak bulunur. Radyant ısıtıcılardaki kayıplar, Şekil 6 ile verilmiş grafikte gösterilmiştir, [2, s.21].

Burada, ısıtılan cisim yüzeyine kadar olan, Şekil 6' da verilmiş, yanma verimi $\eta_1 = \%90$, yayma verimi $\eta_2 = \%80$ ve yansıtma verimi $\eta_3 = \%92$ ile, tüm kayıplar göz önüne alınırsa, aşağıdaki sonuç bulunur.

Etken olan ısı miktarı,

$$Q_{son} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot Q_g = 0,90 \cdot 0,80 \cdot 0,92 \cdot 18045,66 = 11953,45 \text{ W} \quad (24)$$

değerinde bulunur.



Şekil 6. Radyant ısıtıcı için verim değerleri ve kayıplar

Bu sonuca göre, Radyant Isıtıcıdan, ısıtılan yüzeye gelen ışınım enerjisinin, doğalgazın yakılması ile elde edilen ısı miktarına oranı,

$$\eta_g = \frac{Q_{son}}{Q_N} = \frac{11953,45}{18994,25} \Rightarrow \%63 \quad (25)$$

olarak bulunur.

ISITMA SİSTEMİNİN SEÇİMİ

Isıtmada sistem seçilirken ve yatırım kararı verilirken, aşağıda sıralanmış sorulara, objektif yaklaşımlar ve yanıtlar bulunmalıdır.

- Sistem seçimini belirleyecek değişkenler hangileridir ve neden?
- Isıtılacak hacimlerde, yalıtımın kötüleşmesi, ya da tavan yüksekliğinin artması veya azalması, hangi ısıtma sistemini avantajlı duruma sokar?
- Hacim değişim oranları, seçilecek ısıtma sistemini nasıl etkilemektedir?
- Radyant ısıtma sistemleri, hangi şartlarda, daha ekonomik bir ısıtma sağlayabilir?
- Değişik alternatifleri bulunan radyant ısıtma sistemlerinin arasından, hangileri, hangi kriterlere

göre seçilebilir?

Makalenin giriş bölümünde de değinildiği gibi, ülkemizde, radyant ısıtma sistemlerinin kullanımı, yeni olduğundan, hangi koşullarda radyant ısıtma sistemlerinin, hangi koşullarda diğer konvansiyonel ısıtma sistemlerinin kullanılmasının uygun olacağı konusunda, henüz bir görüş birliği oluşmamıştır.

Burada, ısıtma sisteminin seçimi ile ilgili örnek olarak, sanayi tesislerinin ısıtılması alınmıştır. Hacim darlığı ve konunun belirli bir noktaya odaklanması bakımından, sanayi tesislerinde kullanılan ısıtma sistemleri, iki gurub altında toplanmıştır. Bunlar,

- A) Taşınım İle Isı Geçişi Sağlayan Isıtma Sistemleri
(Konvektif Isıtma Sistemleri)
- B) Işınım İle Isı Geçişi Sağlayan Isıtma Sistemleri
(Radyant Isıtma Sistemleri)

Büyük atölyeler veya fabrika binaları gibi sanayi tesislerinde, hem radyant ısıtma sistemleri, hem de konvansiyonel ısıtma sistemleri kullanılabilir. Hangi sistemin seçilmesi gerektiğine, yatırım ve işletme masraflarının ekonomikliği ve işin tekniği ışık tutabilir.

Eğer bir sanayi tesisinde, yeterli miktarda türbin çıkış buharı veya proses çıktısı buhar mevcut ise, bu buharın direkt yoğuşturuculara gönderilmesi yerine, önce tesiste ısıtma amaçlı olarak kullanılması, ekonomik açıdan en uygun olur.

Diğer bir örnek, bir boya atölyesi olsun. Burada, boyanın kurumması ile oluşan yanıcı ve parlayıcı özellikteki buharlardan dolayı, radyant ısıtma sisteminin kullanılması tehlikeli olabilir. Ancak, boya atölyesinde, teknik standartlara uygun projelendirilmiş bir havalandırma tesisatı mevcut ise, radyant ısıtma sistemi de güvenle kullanılabilir.

Isı yalıtımının kötü olduğu veya pencere ve kapıların çok sık açılıp kapandığı binalarda, radyant ısıtma sisteminin seçilmesi, ısı yalıtımı iyi sağlanmış binalarda, konveksiyonla ısıtma sisteminin seçilmesi, işletme giderleri yönünden, daha ekonomik olur. Bilindiği gibi, ısı kayıpları binanın sürekli rejim haline ulaşmış hali için geçerlidir. Eğer, ısıtma sistemi çalışma saatleri sebebiyle, uzun süreli kapatılıp, kısa süreli açık tutuluyorsa, radyant ısıtma sistemi daha ekonomik olur.

Sanayi tesislerinde kullanılacak ısıtma sistemi seçiminde gözönüne alınması gereken önemli bir değişken, ısı kayıplarıdır. Radyant ısıtma sistemi ile, konveksiyonla ısıtma sisteminin, ısı kayıpları yönünden karşılaştırılması, sayısal bir örnek ile gösterilebilir, [6, s.3]. Fabrika binasının boyutları; Boyu 50 m, eni 10 m ve yüksekliği 5 m olarak verilmiştir. Bina yapı elemanlarının ısı geçiş katsayıları, duvarlar için $k = 2,3 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, çatı için $k = 6,1 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, taban için $k = 0,4 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak alınmıştır. Hava değişim katsayısı N , ilk yaklaşım hesabında, $N = 0$ olarak kabul edilmiştir. Saatteki hava değişim miktarı, gerçek uygulamalarda, hiçbir bina için sıfır olamaz, ancak burada teorik bir mukayese için varsayım yapılmıştır. Hesaplamalarda, [6, s.3,4]' ten alınmış uygulama formülleri kullanılmıştır. Önce, dış hava sıcaklığı $t_{ao} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, istenen bina içi sıcaklık $t_c = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ alınarak, her iki ısıtma sisteminde oluşacak, (t_{ai}) ortalama iç hava sıcaklıkları ve (t_{ci}) iç ortam sıcaklıkları hesaplanmış ve Tablo 1' de verilmiştir.

Tablo 1. Isıtma Sistemleri İçin Ortalama İç Hava ve İç Ortam Sıcaklıları

Konveksiyonla Isıtma Sistemi	Radyant Isıtma Sistemi
CIBSE* Guide, Tab.9.1' e göre tanımlanmış F_1 ve F_2 değerleri	
$F_1 = 0,86425$ $F_2 = 1,4142$	$F_1 = 1,06787$ $F_2 = 0,80308$
Ortalama iç hava sıcaklığı t_{ai} $t_{ai} = F_2 \cdot (t_c - t_{ao}) + t_{ao}$	
$t_{ai} = 1,4142 (16 - 0) + 0$ $t_{ai} = 22,63 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{ai} = 0,80308 (16 - 0) + 0$ $t_{ai} = 12,85 \text{ } ^\circ\text{C}$
İç ortam sıcaklığı t_{ci} $t_{ci} = F_1 \cdot (t_c - t_{ao}) + t_{ao}$	
$t_{ci} = 0,86425 (16 - 0) + 0$ $t_{ci} = 13,83 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{ci} = 1,06787 (16 - 0) + 0$ $t_{ci} = 17,09 \text{ } ^\circ\text{C}$

*) " The Chartred Institution of Building Services Engineers " Kuruluşu tarafından hazırlanmış üç cilt kitap.

BS standartları tarafından referans olarak gösterilmiştir, [6, s.3].

Örnek olarak alınan binanın, toplam ısı kaybı, her iki ısıtma sistemi için hesaplanmış ve Tablo 2' de verilmiştir.

Tablo 2. Toplam Isı Kayıpları

Bina Özellikleri			Konveksiyonla Isıtma		Radyant Isıtma Sistemi	
Yapı Elemanı	Alan m^2	k değeri $W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	Sıcaklık Farkı $(t_{ei} - t_{ao}) \text{ } ^\circ\text{C}$	Isı kaybı W	Sıcaklık Farkı $(t_{ei} - t_{ao}) \text{ } ^\circ\text{C}$	Isı kaybı W
Duvar 1	250	2,30	13,83	7952	17,07	9827
Duvar 2	50	2,30	13,83	1590	17,07	1965
Duvar 3	250	2,30	13,83	7952	17,07	9827
Duvar 4	50	2,30	13,83	1590	17,07	1965
Çatı	500	6,10	13,83	42181	17,07	5125
Taban	500	0,40	4,83*	966	8,09*	1618
* Toprak $9 \text{ } ^\circ\text{C}$ alınmıştır.			Toplam : 62231 W		Toplam : 77327 W	

Hava değişim sayısı $N = 0$ alınarak, her iki ısıtma sistemi için yapılmış teorik ısı kaybı hesapları, hava değişim sayılarını, sırası ile 1, 2, 3, 4, 5 ve 6 kabul edilerek yapılmış ve Tablo 3' te mukayeseli olarak verilmiştir. Hava değişim sayısına bağlı olarak oluşan hava değişim kaybı,

$$Q_v = N \cdot V \cdot (t_{ai} - t_{ao}) / 3 \quad (26)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır. Burada, V ısıtılacak binanın hacmidir. Yükseklik arttırımı olarak ifade edilen değerin, toplam ısı kaybı ile hava değişim kaybının toplamının %5' i alınarak bulunabileceği önerilmiştir, [6, s.5]. Örnek olarak $N = 1$ için (26) nolu denkleme sayısal değerler yazılırsa,

$$Q_v = 1 \cdot 50 \cdot 10 \cdot 5 (22,63 - 0) / 3 = 18858 \text{ W (Konveksiyonla ısıtma için)}$$

ve

$$Q_v = 1 \cdot 50 \cdot 10 \cdot 5 (13,83 - 0) / 3 = 10708 \text{ W (Radyant ısıtma için)}$$

bulunur. Diğer değerler hesaplanırken, değişen sadece hava değişim sayısıdır.

Yükseklik arttırım kaybı hesaplanırken, örneğin hava değişim sayısı $N = 0$ için,

$$\text{Yük. Art. Kayb.} = 62231 \times 0,05 = 3112 \text{ W}$$

ve $N = 1$ için,

$$\text{Yük. Art. Kayb.} = (62231 + 18858) \times 0,05 = 4054 \text{ W}$$

değerleri bulunur. Diğer değerler de aynı şekilde hesaplanmıştır.

Tablo 3. Toplam Isı Kayıplarının Hava Değişim Sayısına Bağlı Değişimi

Hava Değişim Sayısı N	Konveksiyonla Isıtma Sistemi N = 0 iken Yüzey Isı Kaybı = 62231 W			Radyant Isıtma Sistemi N = 0 iken Yüzey Isı Kaybı = 77327 W			Mukayese Sonucu ve Enerji Tasarruf Oranı
	Hava Değ. Kaybı	Yükseklik Arttırım Ka.	Toplam Isı Kaybı	Hava Değ. Kaybı	Yükseklik Arttırım Ka.	Toplam Isı Kaybı	
0	0	3112	65343	0	3866	81193	önerilmiyor
1	18858	4054	85143	10708	4401	92436	önerilmiyor
2	37716	4997	104944	21416	4937	103680	%1,20
3	56574	5940	124745	32124	5473	114924	%7,9
4	75432	6883	144546	42832	6008	126267	%12,7
5	94290	7826	164347	53540	6543	137410	%16,4
6	113148	8769	184148	64248	7079	148654	%19,3

Dağıtım kayıpları, kazan verimi ve elektrik harcamı gibi diğer etkenler dikkate alınmadan, hava değişim sayısının değişimine bağlı olarak, radyant ısıtma sisteminin seçilmesinin, konveksiyonla ısıtma sistemine göre, önemli enerji tasarrufu sağladığı, Tablo 3' ün son sütunundan görülmektedir. Dağıtım kayıpları olarak, kazandan çıkan ve bina içinde dolaşan sıcak su veya buhar hattı ile dönüş hattından oluşan ısı kayıpları ifade edilmektedir. Radyant ısıtma sistemi için, sözkonusu olmayan bu tür kayıpların, Kazan + Fan-Coil sisteminde, izolasyonun kalitesine bağlı olarak, %10 değerlerine ulaştığı tespit edilmiştir. Elektrik tüketimi yönünden de, aynı ısıtma kapasitesi için radyant ısıtıcıların daha az elektrik tükettiği gözlenmiştir. Tüketime bağlı değerlendirme yapılırken, her iki sistemin yakıt tüketimleri, tam olarak hesaplanmalı ve brülör ve kazan verimleri de dikkate alınmalıdır.

SONUÇ

Gaz yakıtlı, radyant ısıtıcı ile ısıtılan ortamlardaki insanlar tarafından algılanan sıcaklık, söz konusu yerdeki hava sıcaklığına ve ışınım yoğunluğuna bağlıdır. Bu sebeple, düşük dış hava sıcaklıklarında dahi, insanlar için yeterli ısıtma konforu sağlanmaktadır. Ayrıca, aynı mekandaki hava, serin ve taze kaldığından, bulunulan ortam hoş ve sağlıklı olarak algılanmaktadır.

Radyant ısıtma esnasında, üzerlerine gelen ışınım ile, ısı enerjisi absorbe eden duvarlar, döşeme (yer) ve diğer cisimler, dolaylı bir ısıtma efekti sağlamaktadır. Bu tür ortamlarda, yüzey sıcaklıkları hacim havası sıcaklığının üzerine çıktığından, hava için, ilave bir ısıtma yüzeyi olarak hizmet vermektedir. Yüzeylerin ortalama sıcaklığı yükseldiği için, hava sıcaklığı, aynı algılama sıcaklığında, daha düşük tutulabilmektedir. Isı, direkt ihtiyaç duyulan bölgeye (örneğin, insanların buldukları yere) gönderilmektedir. Cihazların çalıştırılmasında kısa bir süre sonra, oldukça yüksek bir ısınma hissedilmektedir. Kısa sürede etkili olarak devreye girmesi, işletme masraflarının düşük seviyede

oluşmasını sağlamaktadır. Özellikle, birkaç saat gibi kısa süreli kullanımlar, spor salonları, stadyum türübünleri veya camiler gibi uygulama yerlerinde, enerji masrafları bakımından, çok büyük avantaj sağlamaktadır.

Doğalgazın yaygın olarak kullanıma geçmesi ile, radyant ısıtma sistemleri, Dünyada hızla konvansiyonel sistemlerin yerini almaktadır. Doğalgazın kullanım talebiyle ilgili olarak, Ülkemizde de, radyant ısıtma sisteminin, önemli bir pazar payı olacağı söylenebilir.

Sonuç olarak, ne radyant ısıtma sistemi, ne de konvektif ısıtma sistemi konusunda, ön yargılı olunmamalıdır. Bundan önceki bölümlerde açıklandığı gibi, her iki sistemin de, birbirinden farklı özellikleri ve uygun olduğu alanlar olabilir. Mühendislik yönünden yapılması gereken, ilk yatırım maliyetlerinin ve işletme giderlerinin, gerçek bir proje için analiz edilmeleri ve elde edilen sonuca göre seçim yapılmasıdır.

KAYNAKLAR

- [1] YILMAZ, S. "Doğalgaz ile Çalışan Radyant Isıtıcılar", Makale s.245 - 253, Türk Demirdöküm Fab. A.Ş., Kasım 1990, İSTANBUL.
- [2] TUNÇ, M. "Radyant Isıtma Sistemleri" Termodinamik, Aylık Dergi, Makale, s. 20 - 21, Temmuz 1994 - İSTANBUL.
- [3] ONAT, K., GENÇELİ O.F., ARISOY, A. "Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları", Denklem Matbaası, Termas Yayınları, 1988 - İSTANBUL.
- [4] ÖZİŞİK, N. "Heat Transfer" A Basic Approach, McGraw - Hill Book Co., New York , 1985
- [5] MODEST, M.F. "Radiative Heat Transfer ", McGraw - Hill Inc., New York , 1993
- [6] KAYAALP, K. "Radyant Isıtma Sistemlerinin Sanayideki Uygulamaları", Enersistem Firması, 10 sayfa, İSTANBUL.
- [7] BOSNJAKOVIC, Fr. "Technische Thermodynamik", 1.Teil, 5.Verbesserte Auflage, Verlag Theodor Steinkopff - DRESDEN, 1967., Insb. XX. C. " Waermeaustausch durch Strahlung "

ÖZGEÇMİŞ

1953 Tekirdağ doğumludur. 1974 yılında Yıldız D.M.M. Akademisinden "Makina Mühendis'i ünvanı ile mezun oldu. 1976 yılında Isı ve Proses Opsiyonundan "Yük. Müh." ünvanını aldı. 1977 yılında 1 yıl asistanlık yaptı. 1978-1984 yılları arasında T.C. 1416 sayılı kanuna tabi devlet burslu olarak Almanya Berlin Teknik Üniversitesi "Energie und Verfahrenstechnik" bölümünde önce master, sonra o.Porf.Dr. Habil Theodor GAST'ın yanında doktora yaptı. Haziran 1984'te "Doktor Ingenieur" ünvanını aldı.

Trakya Üniversitesi Müh. Mim. Fakültesine Ocak 1985'te Yrd. Doçent olarak atandı. Kasım 1989'da Termodinamik Bilim Dalı Doçenti oldu. Ocak 1997'de aynı bilim dalında Profesör oldu.

Bir Almanca kitap, yabancı dil ve Türkçe 30 makalesi yayınlandı. Uluslararası bir katılımıla Ulusal bir kongrenin Düzenleme kurulu Başkanı ve 2 ciltlik Kongre Bildirileri kitabının editörüdür.

Dekan Yardımcılığı, bölüm Başkanlığı, ve Fen Bilimleri EnstitüsüMüdür yardımcılığı görevleri yaptı.

Evli ve iki çocuk babasıdır.