

# İklimlendirme Yapılacak Tesislerde Enerji Tasarrufu Tedbirleri

Bülent CERİT\*  
Nafer DOĞRUL

## Özet

*Bu çalışmada; iklimlendirilmesi yapılacak tesisin cihaz seçimi, projelendirilmesi, tasarımı ve sistemin işletilmesi aşamalarında enerji tasarrufu tedbirleri açıklanmıştır. İklimlendirme tesislerinde kullanılan atık ısı ve enerjinin değerlendirilmesi genel olarak ele alınmıştır. Bir iklimlendirme tesisinde ısı geri kazanım cihazının kullanılması sonucu elde edilecek kazançlar göz önünde bulundurularak, tesis için en uygun egzoz havası çıkış sıcaklık değerlerinin tesbitinin, termodinamik ve termoeconomik denklemler kullanılarak nasıl yapılacağı açıklanmıştır. Ayrıca örnek bir uygulama modeli seçilerek, en uygun egzoz havası çıkış sıcaklığı hesaplanmıştır.*

**Anahtar Kelimeler:** İklimlendirme, Egzoz sıcaklığı, Atık enerji

## 1. GİRİŞ

İklimlendirme yapılacak tesislerde, ısıtma ve soğutma işleminin gerçekleştirilmesinde enerji taşıyıcı akışkan olarak havanın kullanılması ve iç ortamın ihtiyacı kadar bir taze havanın, iç ortama sürekli ilave edilmesinden dolayı, ortamdaki konfor şartlarındaki bir miktar havayla birlikte dış ortama sürekli enerji atılmaktadır. Bu atılan enerjiden dolayı, klasik ısıtma ve soğutma sistemlerine göre klima sistemlerinde daha fazla işletme ve yatırım maliyetleriyle karşılaşmaktadır. Yaz iklimlendirmesi yapılan tesislerde soğutmayı temin etmek için elektrik enerjisi kullanılmakta, kış iklimlendirme tesislerinde ise alışılmış yakıtlar kullanılmaktadır.

Bu tür sistemlerde alınabilecek enerji tasarrufu tedbirleri sayesinde, önemli miktarda enerji tasarrufu sağlanabilir.

İklimlendirilmesi düşünülen binanın mimari tasarımı aşamasında, dış yüklerini azaltacak şekilde, binanın geometrisi, pencere yönleri ve boyutları, dış yüzey kaplama ve boyasının renginin seçilmesi konularında uygun tercihler yapılabilir. Ayrıca yaz uygulamalarında gündüz ve gece arasındaki sıcaklık farkı kullanılarak, gündüz binanın iç ortam havasında ve yapı bileşenlerinde depolanan enerji, gece çekilerek sistemin normal çalışma saatlerindeki yükleri azaltılabilir [1].

\* Akdeniz Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, İklimlendirme – Soğutma Bölümü, Antalya.  
bcerit@akdeniz.edu.tr

Ayrıca binanın dış duvar yüzeyi ve pencerele -  
rine, güneş radyasyonu etkisini azaltacak ted -  
birler ile beraber binanın dış yapı kabuğunun  
ısı yalıtımı yapılması sonucu, daha küçük ka -  
pasiteli cihazlar ile daha az işletme maliyeti te -  
min edilebilir[7].

## 1.2 Projelendirme Aşamasında Göz Önün - de

### Bulundurulması Gerekli Hususlar

Projelendirme aşamasında iklimlendirme tesis -  
lerinde gerçek iklim verileri kullanılmalıdır. Isı  
kazancı ve kaybı yükleri doğru hesap edilmeli,  
bu kazançların soğutma ve ısıtma yüklerine dö -  
nüşümleri doğru tespit edilmeli ve lüzumsuz ye -  
re büyük kapasiteli cihaz seçimi önlenmelidir [6].  
Şehir dışında bulunan otel, alışveriş merkez -  
leri veya binaların soğutma yükünün önemli bir  
kısmı, eğer fazla derin olmayan su kuyuları aç -  
ma imkanı varsa, yer altı suyu kullanılarak kar -  
şılabilir. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma sis -  
temleri kullanılarak soğutma için sarf edilen  
elektrik enerjisi çok düşük seviyelere çekilebilir.  
Kış klimasında da ısı pompalarının bu tür sis -  
temlerde kullanılmaları değerlendirilmelidir. Ka -  
nal tasarımında da optimum kanal tasarım yön -  
temleri ve hesapları kullanılarak hem işletme  
hem de yatırım maliyetleri uygun seviyelerde  
olan kanal sistemleri elde edilebilir.

İklimlendirme tesislerinde kurulacak, egzoz ha -  
vası ile çalışacak ön ısıtma ve ön soğutma ya -  
pabilen enerji geri kazanım cihazlarının kulla -  
nımı çok büyük boyutlarda enerji tasarrufu sağ -  
layabilmektedir. Ayrıca tesisin işletilmesinde  
değişik yükler için sistemi ayarlayarak, maks -  
m kapasitesinde çalıştırılmasını önleyecek  
otomatik kontrol sistemleriyle donatılması so -  
nucu da önemli miktarlarda enerji tasarrufu  
sağlanabilmektedir.

## 2.1 Klimalı Kullanılan Binaların ve Kanalla - rın

### Yalıtılmasının Kazançları

İklimlendirme yapılacak binanın yükleri değer -  
lendirilirken, iç ve dış yükler olarak iki grup al -  
tında değerlendirilmektedir. Dış yükler binanın  
dış yapı kabuğundan geçerek binanın içine

gelen yükler olup bu yükler duvar, çatı, pencere  
re ve kapıdan iletimle gelen ayrıca şeffaf yü -  
zeylerden güneş ışınımı ile gelen ve sızıntı  
veya havalandırma havası ile gelen yükler ola -  
rak tanımlanabilir. İnsan ve cihaz yoğun olma -  
yan binalarda dış yüklerin payı daha büyük  
değerlere ulaşabilir. Dış yükler içinde iletimle  
ortama ulaşan yüklerin payını, binanın dış ya -  
pı kabuğuna yalıtım yaparak azaltma potansi -  
yeli mevcuttur. Bu potansiyel de yalıtım kalınlı -  
ğına bağlı olarak değişmektedir. Binanın tasa -  
rımı aşamasında yalıtım kalınlığı sorgulan -  
malıdır [7]. Yalıtım veya diğer tedbirlerden do -  
layı yükün azaltılması oranına bağlı olarak,  
kullanılan klima cihazlarının boyutları ve kapa -  
siteleri ile beraber kanal boyutları ve işletme  
maliyetleri de azalmaktadır [7].

Kanallı tip cihazlarda ve klima santrallerinde  
yüksek maliyette hazırlanan havanın özellikle -  
rinin bozulmadan iklimlendirme yapılacak orta -  
ma ulaştırılması gerekmektedir. Eğer kanalla -  
rın ısı kaybına karşı yalıtımı yetersizse bunun  
işletme maliyeti, kanaldaki hava dolaştırma  
maliyetinden daha büyük değerlerde çıkabilir  
ve yalıtım kalınlığı kanal içi ve dış ortam ara -  
sındaki sıcaklık farkına bağlı olarak tespit edil -  
melidir. En iyi çözüm ise kanal tasarımı aş -  
masında optimum kanal kesitiyle beraber opti -  
mum yalıtım kalınlığının da elde edilmesidir  
[8].

## 2.2 İklimlendirme Yapılacak Tesislerde Enerji

### Geri Kazanımı

İklimlendirme sisteminden atılan egzoz havası  
ile yaz veya kış iklimlendirilmesi durumlarında  
sisteme ilave edilecek bir enerji geri kazanım  
ünitesi ile dış havanın ön soğutulması veya ön  
ısıtılması yapılabilir. Bu sayede ısıtıcı ünite so -  
ğutucu ünite ile birlikte diğer ısıtma ve soğutma  
grubunun kapasiteleri azaltılarak, hem bu ci -  
hazların yatırım maliyetleri hem de işletme  
maliyetleri azaltılabilmektedir. İklimlendirme te -  
sislerinde aşağıda belirtilen dört değişik tip  
enerji geri kazanım sistemi kullanılmaktadır [5],  
[3], [6].

- Isı borulu ısı geri kazanım cihazının kullanılı -

ması  
- Sıcak ve soğuk (gidiş ve dönüş) hava kanal -  
larına yerleştirilmiş, kanatlı borulu serpan -  
tinler arasında pompa yardımı ile suyun do -  
laştırılması

tur. Plakalı enerji geri kazanım cihazında enerji  
geri kazanım miktarı %65 ila %75 oranındadır  
[5].

### 2.2.1 Enerji Geri Kazanımı Cihazının Seçimi

- Plakalı tip ısı değiştirgeci kullanılması  
- Dönel tip ısı değiştirgeci kullanılması  
Sisteme ilave edilecek bir enerji geri kazanım cihazının ek bir basınç kaybı yükü getireceği unutulmamalıdır. Bununla birlikte yukarıda açıklanan her bir enerji geri kazanım cihazının avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır [3], [5]. Örneğin suyun iki hat arasında sirkülasyonu ile enerji geri kazanımında (bataryalı tip EGK) enerji geri kazanma miktarı çok fazla olamamaktadır (yaklaşık %40). Dönel tip enerji geri kazanımı cihazında, ısı tekerleğinin sürekli döndürülmesinden dolayı ilave elektrik enerjisi ve dönel elemanların bulunmasından dolayı bakımının ve kontrolünün sık sık yapılması gerekmektedir. Bu tip EGK sistemlerinde temiz havaya kirli hava karışma riski vardır. Bununla birlikte duyulur ve gizli ısı kazanımını da birlikte gerçekleştirebilmektedir. Isı borulu geri kazanım sistemlerinin yatırım maliyetlerinin büyük olduğu söylenebilir.

Plakalı tip enerji geri kazanım cihazları, genellikle alüminyum veya paslanmaz çelik özel plaka profillerinden imal edilirler. Gizli ısı kazanım arzu edilirse selüloz esaslı malzeme (nem geçişine müsaade edebilir) kullanılabilir. Plakalı ısı değiştirgecinin, ısı borulu ya da dönel tip EGK sistemlerinde olduğu gibi, yağlanma, ayar ve parça değişimi, ısı taşıma gazı özel kaplama v.b. gibi ihtiyaçları yoktur. Montajı kolaydır ve basınç kaybının dışında ilave bir işletme maliyeti yok

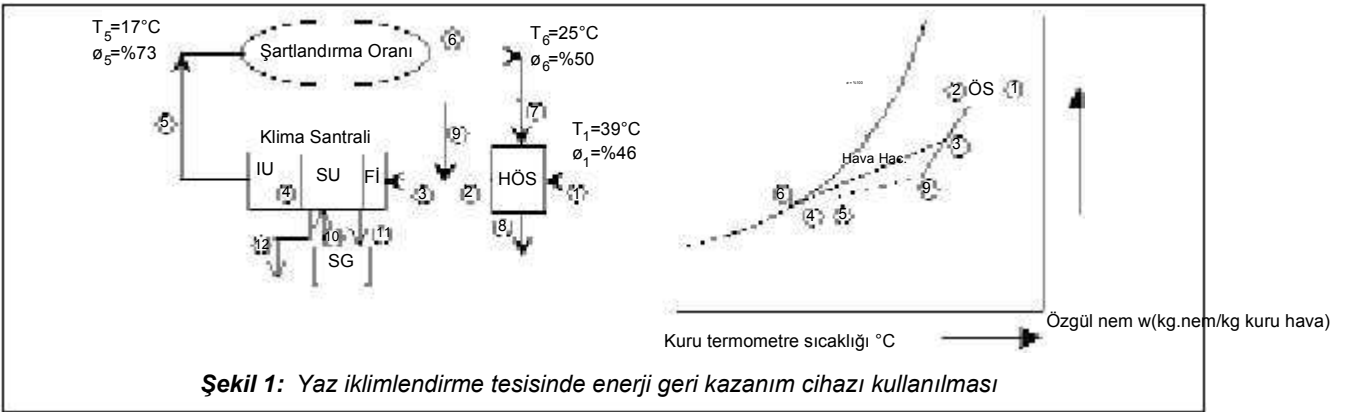
ve

### Örnek Sistem

Enerji geri kazanım cihazının seçiminde iki durum söz konusudur. Birincisi iklimlendirme tesisi mevcuttur ve bu tesis için enerji geri kazanım cihazı seçimi yapılacaktır. Bu durumda böyle bir enerji geri kazanım cihazının yatırım maliyeti ile ömrü boyunca cihazın çalışması için gerekli ilave masraflar ile birlikte yine ömrü boyunca sistemin ısıtma veya soğutma yükünde yapacağı tasarruf miktarı da dikkate alınarak, toplam işletme maliyetleri elde edilerek, sistemin toplam (yatırım+işletme) maliyetinin en düşük düzeyde olacağı cihaz seçilmelidir [3]. İkinci durum ise iklimlendirme sistemi için kullanılacak cihazların henüz seçim aşamasında olduğu durumdur. Seçilecek bir enerji geri kazanım cihazı, kapasitesine bağlı olarak, iklimlendirme santralinde kullanılacak ısıtıcı ünite, soğutucu ünite, ısıtma grubu ve soğutma grubunun hem yatırım hem de işletme maliyetlerini azaltacaktır.

Sisteme ilave edilen uygulanabilir bir ısı geri kazanım cihazının seçiminde takip edilecek en uygun yol, değişik kapasitelerde yapılabilecek böyle bir ilavenin sisteme sağlayacağı avantaj ve dezavantajların ortaya konularak, ekonomik olarak değerlendirilmesidir [2], [4].

Bu çalışmada oluşturulan model yaz iklimlendirme tesisinde bir enerji geri kazanım cihazı



Şekil 1: Yaz iklimlendirme tesisinde enerji geri kazanım cihazı kullanılması

nın kullanılması durumunu kapsamaktadır. Şekil 1'de basit şeması verilen sistemin soğutma yükü 30 kW olup, duyulur ısı oranının (DIO) % 80 ve resirkülasyon oranının  $(m_9 / m_6) 0.45 = (hT_{33} - w_3 hfg) / (C_{ph3} + w C_{ps})$  olduğu kabul edilmiştir. Klima santralinde, soğutucu üniteden çıkan havanın sıcaklığının ısıtıcı üniteye yaklaşık 4 °C yükseltilecek klima yapılan ortama gönderildiği varsayılmıştır. Dolayısıyla sisteme ilave edilecek bir enerji ge-

$$w_3 = (w_9 + m_9) / (m_2 + m_9 + m_2) \quad (6)$$

$$w_3 = (hT_{33} - w_3 hfg) / (C_{ph3} + w C_{ps}) \quad (7)$$

şeklinde elde edilir. T<sub>d</sub> cihaz çığ noktası sıcaklığını ifade etmektedir ve bu örnek çalışmada ki karışım sıcaklığı aralığı (33-26 °C) için, T<sub>33</sub> sıcaklığının fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi

ri kazanım cihazının, soğutucu ünitenin ve soğutma grubunun işletme ve yatırım maliyetlerini etkileyeceği yaklaşımı ile sistem incelenmeye çalışılmıştır.

### 2.2.1.1 Örnek Sistemle İlgili Termodinamik Bağlıntılar

Sistem kararlı rejim durumu için analiz edilmiştir. Sistemin toplam soğutma yükü Q olmak üzere ortama üflenmesi gerekli havanın debisi  $\dot{m}_3$  Şekil 1 esas alınmak üzere,

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_6 = \dot{m} = Q / (h_6 - h_5) \quad (1)$$

bağlıntısı ile elde edilebilir. Egzoz havası ile dışarıdan alınan hava miktarlarının eşit olduğu ve ön soğutucuda duyulur ısı geçişinin olduğu yaklaşımı ile, enerji geri kazanım cihazına, akış hatlarındaki kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilerek, kararlı rejim için termodinamiğin 1. kanununu uygulanırsa,

$$\dot{m}_7 C_{ph} (T_8 - T_7) = \dot{m} C_{ph} (T_1 - T_2) \quad (2)$$

$$T_2 = T_1 - T_8 + T_7 \quad (3)$$

bağlıntıları elde edilir. Nemli havanın özgül entalpisini de aşağıdaki bağıntı yardımı ile hesaplanabilir.

$$h = (C_{ph} + w \cdot C_{ps})T + w \cdot h_{fg} \quad (4)$$

Bu bağıntıda  $C_{ph} = 1.0035$ ,  $C_{ps} = 1.8723$  kJ/kg ve  $h_{fg} = 2501$  kJ/kg olarak alınmıştır. Resirküle havası ile ön soğutma cihazından çıkan havaların karışması sonucu elde edilen 3 noktasının özellikleri ise,

$$h_3 = (\dot{m}_9 h_{92} + \dot{m} h_2) / (\dot{m}_9 + \dot{m}) \quad (5)$$

elde edilmiştir. Hesaplamalar için gerekli diğer psikometrik özellikler aşağıdaki bağıntılar yardımı ile elde edilir

$$T_d = -24.804 + 2.03868 T_3 - 0.02847 T_3^2 \quad (8)$$

$$P_{bd} = 0.5664 + 0.0694 T_d - 0.0007 T_d^2 + 8.10 \cdot 10^{-5} T_d^3 \quad (9)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 (P_{bd} / 101.34 - P_{bd}) \quad (10)$$

Doymuş durumdaki nemli havanın özgül entalpisini, (4) no'lu denklemden sıcaklık ve özgül nem yerine doyma sıcaklığı ve doyma durumdaki özgül nem kullanılarak, elde edilebilir. Soğutucu ünite için bypass faktörü (BF), 4 noktasının özellikleri yardımı ile aşağıdaki bağıntıdan elde edilir.

$$BF = (T_4 - T_d) / (T_3 - T_d) \quad (11)$$

Ayrıca soğutma grubunun kapasitesi ve çillerin kompresör gücü için gerekli bağıntılar,

$$Q_{soğ} = \dot{m}_3 (1 - BF) (h_3 - h_d) \quad (12)$$

$$PW_{çil} = (Q_{soğ} / STK) \quad (13)$$

şeklinde elde edilir.

### 2.2.1.2 Örnek Sistemle İlgili İşletme Maliyetleri

Örnek sistemle ilgili değişen işletme maliyetleri olarak çillerin kapasitesindeki değişim sonucu, kompresörün işletilme maliyeti azalacaktır, buna karşın ön soğutucunun hem egzoz havası tarafında hem de taze hava tarafında oluşturduğu ek basınç kayıplarından dolayı vantila-

törlerin işletme maliyetleri artacaktır. İşletme maliyetlerinin yıllık miktarı ise elde edilen elektrik sarfiyatı gücünün yıllık çalışma süresi ve elektriğin birim fiyatı ile çarpılarak elde edilir.

### 2.2.1.3 Örnek Sistemle İlgili Yatırım Maliyeti Bağlıntılar

Ekonomik değerlendirmede seçilen parametrelerle soğutucu ünite, soğutma grubu ve hava ön soğutma cihazlarının yatırım maliyetlerinde değişimler olacağı için bu maliyetlerin hesaplanmasında aşağıdaki bağıntılar kullanılmıştır.

şeklinde elde edilir. Isı geri kazanımı cihazının sisteme oluşturacağı ek basınç kaybı yaklaşık olarak, L yaklaşık ısı küpünün genişliğini göstermek üzere,

$$L = 0.2 + 0.1(T_8 - 25) \quad (18)$$

$$^3P_{ek} = 225 L \quad (19)$$

şeklinde hesaplanabilir.

### 2.2.1.4 Ekonomik Değerlendirme ve Örnek

Soğutucu ünite için verilen yatırım maliyeti 0.55 - 176 kW arasında geçerli olup,  $t_m = 15^\circ\text{C}$  için - dir. Logaritmik sıcaklık farkının  $15^\circ\text{C}$ 'den fark - lı olması durumunda aşağıdaki bağıntı şek - linde kullanılabilir [3].

$$F_{sg} = 110.68 + 46.468 (15 Q_{sog} / t_m)$$

$$- 0.125577 (15 Q_{sog} / t_m)^2 \quad (14)$$

Soğutma grubunun yatırım maliyeti, soğutma tesir katsayısı (STK) 3 için soğutma kapasitesi - nin fonksiyonu olarak aşağıdaki bağıntı yardı - mı ile hesaplanabilir [4].

$$F_{sog} = 28040.6 - 198.6 Q_{sog} + 0.13884 Q_{sog}^2 + 0.01555 Q_{sog}^3 - 5.253510 - 5 Q_{sog}^4 \quad (15)$$

Ön soğutucunun yatırım maliyeti bağıntısı, ön soğutucunun etkinliğine ve dolaştırılan hava - nın debisine bağlı bir şekilde, yaklaşık olarak,

$$F_{HOS} = 2200. m_T (e / 1 - e)^{0.5} \quad (16)$$

şeklinde hesaplanabilir. Bu bağıntıdaki  $e$ , ön soğutucunun etkinliğini göstermekte olup so - ğuk ve sıcak akışkan hava debi miktarlarının da, birbirine eşit olduğu duruma göre,

$$e = \text{Gerçekte transfer olan ısı miktarı} / \text{Transfer olabilecek max. ısı miktarı} = (T_1 - T_2) / (T_7 - T_1) \quad (17)$$

## Sistemle İlgili Amaç Fonksiyonunun Oluşturulması

Ekonomik analizlerde paranın zaman değerini göz önünde bulunduran metotlar kullanılarak aynı zaman düzeyine getirilmiş maliyetler üze - rinden yapılan değerlendirmeler gerçek anlam - da bir yatırım için fikir verebilmektedir. Optimi - zasyon çalışmalarında aynı zaman düzeyine getirilmiş yatırım ve işletme maliyetlerinin top - lamından oluşan bir amaç fonksiyonu oluşt - rülür ve bu amaç fonksiyonunu minimum yapa - cak değişken değerleri aranmaktadır. Opti - mum çözümler için amaç fonksiyonunun ilgili değişkenlere göre türevi alınarak sıfıra eşitle - nip değişken sayısı kadar denklem elde edil - mekte ve bu denklem sistemi ortak çözülmek - tedir.

Sistemde maliyeti değişen her bir cihaza ait yakıt veya elektrik tüketimi dışındaki yıllık ya - tırım yükü aşağıdaki bağıntı yardımı ile elde edilebilir [2], [4].

$$Z_i = (a + s) F_i + g.t.Q + R \quad (20)$$

Bu bağıntıdaki  $a = i/(1-(1+i)^{-n})$  yatırımın yıllık yükünü,  $g$  ve  $s$  ' da işletme ve bakım faktörle - rini ifade etmektedir. Nominal kapasitede yıllık çalışma süresini ( $t$ ) ve  $R$  de diğer kalan mali - yetleri ifade etmektedir. Yatırımın bir saatlik yü - kü,

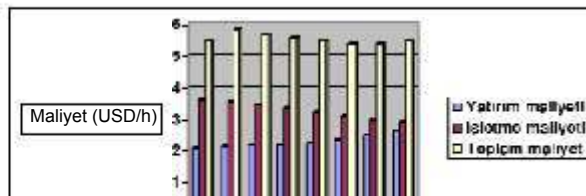
$$Z/t = Z_i \quad (21)$$

**Tablo 1: Örnek çözüm için değişik egzoz sıcaklıklarında elde edilen termodinamik hesaplama sonuç - ları**

$T_8$	$T_2$	$h_2$	$W_2$	$T_3$	$h_3$	$W_3$	$T_d$	$h_d$	$W_d$	BF	$Q_{sog}$	$PW_{komp}$
25	39	90.6	0.020	32.8	72.5	0.0155	11.4	33.3	0.0086	0.0736	108.7	36.2
28	36	87.5	0.020	31.1	70.8	0.0155	11.1	32.4	0.0084	0.0960	103.6	34.6
31	33	84.4	0.020	29.4	69.1	0.0155	10.5	31.2	0.0081	0.1302	98.5	32.8
34	30	81.3	0.020	27.8	67.3	0.0155	9.9	29.6	0.0078	0.1754	93.0	31.0
35	29	80.2	0.020	27.2	66.8	0.0155	9.6	29.1	0.0077	0.1932	91.0	30.3
36	28	79.2	0.020	26.7	66.2	0.0155	9.3	29.6	0.0076	0.2124	89.0	29.7
37	27	78.1	0.020	26.1	65.6	0.0155	9.0	28.4	0.0074	0.2326	86.7	29

bağıntısı ile elde edilir. Amaç fonksiyonu ise, aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$M_T = Z_{SUS} + Z_{HOS} + Z_{SOG} + (PW_{çil} + PW_{faek}) \cdot f_{elk} \quad (22)$$



Örnek sistemde, faiz oranı  $i = \% 5$  (\$ bazında), sistemin ömrünün  $n = 18$  yıl,  $Z_{sü} = 0.01$  soğutucu ünite ile hava ön soğutucusu için ve  $0.02$  soğutma grubu için,  $y = 0$ ,  $R = 0$ ,  $t = 1260$  h ve  $f_{elk} = 0.1$  \$/kW olarak alınmıştır. Amaç fonksiyonunda sadece hava ön soğutucusundan (HÖS) egzoz edilen havanın sıcaklığı ( $T_8$ ) değişken alınmıştır.

Amaç fonksiyonu değişik egzoz sıcaklıklarına göre hesaplanmış ve minimum değeri grafik yolla tespit edilmiştir. Termodinamik hesaplamaları Tablo 1'de özetlenmiştir. Tablo 2'de ise ekonomik hesap sonuçları özetlenmiştir. Şekil 2'de de toplam yatırım maliyeti yükü, toplam işletme maliyeti ve amaç fonksiyonu değişik egzoz sıcaklıklarının ( $T_8$ ) fonksiyonu olarak gösterilmiştir.

Tablo 1' den görüleceği gibi örnek hesaplamada,



**Şekil 2:** Değişik egzoz sıcaklıklarıyla yatırım, işletme ve toplam maliyetlerin değişimi

önce hava ön soğutucusu yokken, daha sonrada çeşitli egzoz sıcaklıklarında hava ön soğutucusu varken, Şekil 1' de belirtilen noktalardaki özellikler ile cihaz çığ noktası özellikleri, bypass faktörü, soğutucunun kapasitesi ve soğutma grubunda kullanılan kompresörün gücü elde edilmiştir. Egzoz sıcaklığının  $37$  °C'ye yükseltilmesi ile hava ön soğutucusu kullanmayan ilk duruma göre, kompresör gücünde yaklaşık % 20'lere varan bir azalma olduğu görülmektedir.

Şekil 2'den, artan egzoz sıcaklığı ile yatırım maliyetlerinin arttığı ve işletme maliyetlerinin azaldığı, bununla beraber amaç fonksiyonunu oluşturan toplam maliyetin azalarak  $35$  °C'de

$T_8$	$F_{sü}$	$F_{sg}$	$F_{ÖNS}$	$Z_{sg}$	$Z_{sg}$	$Z_{HÖS}$	$PW_{ek} \cdot f_{elk}$	$PW_{k} \cdot M_{ek}$	$T$
25	4120	20725	0.0	0.3125	1.7361	0.0	3.622	0.0	5.678
28	4124	20199	1889	0.3120	1.6920	0.1430	3.455	0.0210	5.623
31	4130	19741	3133	0.3131	1.6536	0.2375	3.283	0.0328	5.520
34	4131	19349	4853	0.3132	1.6208	0.3680	3.100	0.0458	5.447
35	4130	19325	5719	0.3132	1.6112	0.4337	3.035	0.0493	5.442
36	4128	19131	6926	0.3130	1.6025	0.5252	2.967	0.0534	5.461
37	4125	19039	8861	0.3127	1.5948	0.6719	2.897	0.0575	5.534

bir minimumdan geçerek tekrar arttığı gözlenmiştir. Böylece en uygun hava ön soğutucu egzoz sıcaklığının, verilen bu şartlarda  $T_8 = 35$  °C olduğu görülür.

Tablo 2, Şekil 2'nin hazırlanması için gerekli bilgilerin bulunduğu tablo olup, incelendiğinde, egzoz sıcaklığının soğutucu ünitenin ilk yatırım maliyetinde pek büyük değişiklik oluşturmadığı,  $35$  °C'de elde edilen optimum sonuçtaki toplam yatırım maliyetinin, hava ön soğutmasız sisteme göre  $((29084-24845)/24845 = \%17)$  daha fazla gerçekleştiği ve buna karşın işletme maliyetinin  $((3.622 - 3.0843) / 3.622 = \%14.85)$  daha azaldığı görülmektedir.

### 2.2.1.5 İşletmede Enerji Tasarrufu Açısından

#### Alınması Gereken Tedbirler

İklimlendirme sistemlerinde, santral ve kanal içinde oluşan kirliliklerden dolayı ve mekanik aksanlardaki asınlardan dolaylı zamanla or

rak elde edilmiştir. Ayrıca tam klima yani yaz + kış klimasını uygulayan sistemlerde kullanılan atık ısı geri kazanımı sisteminin kullanma faktörü büyük olduğu için sağlanan kazançta daha da büyümektedir.

Klima sistemlerinde, binaların yalıtım kalınlığı, ısıtıcı ve soğutucu grubu sıcaklık fark seviyeleri, soğutma performans katsayısı gibi parametrelerde göz önünde bulundurularak daha bir kapsamlı optimizasyon çalışması yapılabilir.

### SEMBOLLER

BF	Baypas Faktörü
C	Özgül ısı (kW/Kg°C)
F	Yatırım maliyeti (\$)
Fi	Filtre
h	Entalpi (kW/kg)
HÖS	Hava ön soğutma sistemi
L	HÖS sisteminin boyu (m)
.	
m	Kütlesel debi (kg/s)

taya çıkan enerji kayıpları da iyi bir bakım ve temizlik programı ile ortadan kaldırılabılır. Kabinlerin temizliği işleminde uzaktan kumandalı robotlar kullanılarak etkin temizlik yapılabilir. Hava filtreleri sık sık kontrol edilerek, gerekli değişimler ve temizlikler öngörülür şekilde yapılmalıdır.

### 3- TARTIŞMA ve SONUÇLAR

Bu çalışmada iklimlendirilmesi yapılacak mekânın yapı proje tasarımı, iklimlendirme projesi tasarımı, klima santrali ve elemanlarının seçimi ve sistemin işletilmesi aşamalarında, enerji tasarrufu açısından göz önünde bulundurulması gerekli hususlar açıklanmaya çalışılmıştır.

Enerji tasarrufu açısından binanın geometrisinin, yalıtımının, atık enerji geri kazanım sisteminin ve otomatik kontrol sistemin bulunmasının önemli olduğu vurgulanmaya çalışılmıştır.

Ayrıca iklimlendirme tesislerinde kullanılan atık ısı geri kazanım sistemi (havadan havaya ön soğutma yapan plakalı ısı değiştirgeci) örnek bir sistem için uygulanarak, termodinamik ve termoeconomik metot kullanarak en uygun egzoz sıcaklığının nasıl elde edileceği açıklanmış ve örnek sistem için bu değer 35 °C olarak

P	Basınç (kPa)
pW	Güç (kW)
.	.
Q	Isı (kW)
STK	Soğutma tesir katsayısı
T	Sıcaklık °C
w	Özgül nem (kg nem / kg kuru hava)
Δ	Fark
p	Yoğunluk (hava için 1.2 kg/m <sup>3</sup> )
ø	Bağıl nem
n	Verim

#### Alt İndisler

çil	çiller
ek	ilave
d	doyma
fan	vantilatör
IU	Isıtıcı ünite
fanik	vantilatöre ilave
h	hava
hd	buhar doyma
ph	sabit basınçta havaya ait
pw	sabit basınçta suya ait
sg	soğutma grubu
soğsoğutma	
sü	soğutucu ünite
T	Toplam

### KAYNAKLAR

- ARISOY, A., CETEGEN, E., 29-30 Nisan/1 Mayıs, 2002, Gece Soğutmasında Binaların Isıl Performansı, TTMD V. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu, İstanbul.
- BEJAN, A., TSATSARONIS, G., and MORAN, M., 1997, Thermal Design And Optimization, John Wiley & Sons, Inc.
- BESANT, R., W. And SIMONSON, C., J., Kasım- Aralık 2001, Havadan Havaya Isı Geri Kazanımı, Sh: 37-42, TTMD Dergisi.
- CAMARATA, G., FICHERA, A., MAMMINO, L. And MARLETTA, L., 1997, Exergonomic Optimization Of An Air Conditioning System, Vol. 119, Transactions of

the ASME.

- DEMİREL, Ö., Kasım- Aralık 2001, Klima Sistemlerinde Isı Geri Kazanımı, Sh: 30-32, TTMD Dergisi.
- MC QUISTON, F.C. and PARKER, D.J. and SPITLER, D.J., 2000, Heating Ventilating And Air Conditioning, Analysis and Design, John Wiley & Sons Inc.
- ÖZTÜRK, İ., 2001, Klima ve Yalıtım, Yalıtım Kongresi, MMO Eskişehir Şubesi, Eskişehir.
- ÖZTÜRK, İ. ve KARABAY H., 29-30 Nisan/1 Mayıs, 2002 İklimlendirme Tesislerinde Kullanılan Hava Kabinlerinin Optimum Boyutlandırılması ve Yalıtım Kabinliğinin Elde Edilmesi, TTMD V. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu, İstanbul.

