

151647

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

151647

KLİMA SANTRALLARINDA ISI GERİ KAZANIM
CİHAZLARININ İNCELENMESİ ve
OPTİMİZASYONU

Makina Müh. Çağrı KARAIL

F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR

Prof. Dr. İsmail Teke

Prof. Dr. Mesut Özgürler

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ÖNSÖZ.....	xv
ÖZET.....	xvi
ABSTRACT	xvii
1. GİRİŞ.....	1
2. HAVALANDIRMA, DIŞ HAVA YÜKÜ VE ISI GERİ KAZANIMI.....	2
2.1 Konfor ve Konfor Şartları.....	2
2.2 Havalandırma, Havalandırma İhtiyacı ve Dış Hava Yükü:	2
2.2.1 Dış Hava Yükü Nedir ?.....	3
2.2.2 Dış Hava Yükü Nasıl Azaltılır ?	4
3. ISI GERİ KAZANIMI.....	8
3.1 Isı Geri Kazanımına Giriş	8
3.2 Neden ve Ne Zaman IGK?.....	8
4. KLİMA ÜNİTELERİNDE KULLANILAN ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN KULLANIM AMAÇLARI	9
5. ENDÜSTRİYEL KLİMA TESİSLERİNDE UYGULANAN ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN SINIFLANDIRILMASI	10
5.1 Reküperatif Isı Değiştiriciler	10
5.2 Rejeneratif Isı Değiştiriciler	10
5.3 Kapalı Çevrim Sistemleri	10
6. HAVADAN HAVAYA ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN UYGULAMA ALANLARI.....	12
6.1 Prosesten Proseste Enerji Geri Kazanımı	12
6.2 Prosesten Konfora Enerji Geri Kazanımı	13
6.3 Konfordan Konfora Enerji Kazanımı	14
7. KLİMA SANTRALLERİNDE KULLANILAN HAVADAN HAVAYA ISI GERİ KAZANIM EKİPMANLARININ İNCELENMESİ	17

7.1	PLAKALI ISI GERİ KAZANIM CİHAZLARI	17
7.1.1	Genel Bilgi.....	17
7.1.2	Plakalı Isı Geri Kazanım Cihazının Tanımı ve Dizaynı.....	18
7.1.3	Etkinlik (Performans) Durumu	19
7.1.4	Basınç Düşümü - Akım Sızıntısı	21
7.1.5	Faz Değişimi.....	21
7.1.5.1	Egzost Hava Akımı İçerisinde Yoğuşma :	21
7.1.5.2	Donma ve Buz Oluşumu :	21
7.1.5.2.1	Plakada Buz Oluşumu ve Bu Oluşumun Engellenmesi.....	22
7.1.5.2.2	Buz Eritme Teknikleri:.....	23
7.1.5.2.2.1	Soğuk Hava Akımını Kontrol Etmek:.....	23
7.1.5.2.2.2	Basınç Farkı Hissedici ile.....	23
7.1.5.2.2.3	Yüzey ve By-Pass Damperleri ile :	24
7.1.6	Fan Yerleşimi ve Sıcaklık Kontrolü ile By-pass Uygulaması :	25
7.2.	DÖNER (ROTORLU) TİP ISI GERİ KAZANIM CİHAZLARI (ISI TEKERİ)....	27
7.2.1	Genel Bilgi :	27
7.2.2	Döner Tip Isı Değiştiricilerde Duyulur ve Gizli Isı Transferi.....	28
7.2.3	Prosesin Psikrometrik Diyagramda İncelenmesi.....	29
7.2.3.1	Yaz işletmesi	29
7.2.3.2	Kış işletmesi	29
7.2.3.3	Don Olayı.....	30
7.2.4	Etkinlik.....	32
7.2.5	Performans.....	33
7.2.6	Konstrüksiyon.....	33
7.2.7	Matris Malzemesi ve Geometrisi.....	33
7.2.8	Çapraz Kirlenme.....	36
7.2.8.1	Taşma (Carry - over).....	36
7.2.8.2	Kaçak (Leakage)	36
7.2.9	Filtrasyon.....	38
7.2.10	Otomatik Kontrol.....	38
7.2.10.1	Isı ve Soğu Geri Kazanım Kontrolü	39
7.2.10.2	Don Kontrolü.....	40
7.2.10.3	Rotor hız kontrolü.....	40
7.3.	SERPANTİN DEVRELİ (DOLAŞIMLI) ENERJİ GERİ KAZANIM DEVRELERİ	42
7.3.1	Genel Bilgi	42
7.3.2	Donmaya Karşı Korunma.....	43
7.3.3	Sistemin Özellikleri	43
7.3.4	Verimlilik ve Uygulanabilirlik Tartışması	44
7.3.5	Konstrüksiyon Malzemeleri.....	45
7.3.6	Karşı Kirleticilik.....	45
7.3.7	Bakım.....	45
7.4.	ISI BORULU ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ	46
7.4.1	Genel Bilgi	46
7.4.2	Yüzey Hızı ve Basınç Düşümü	49
7.4.3	Konstrüksiyon Malzemeleri	49
7.4.4	Çalışma Sıcaklığı Bölgesi	49

7.4.5	Karşı Kirleticilik.....	50
7.4.6	Verimlilik	50
7.4.7	Yoğuşma ve Donma	51
7.4.8	Kontrol Sistemleri.....	51
7.4.9	Bakım.....	52
7.4.10	Uygulanabilirlik.....	52
7.5.	İKİZ KULE TİPİ ENTALPİ GERİ KAZANIM DEVRELERİ.....	53
7.5.1	Sistemin İncelenmesi-Genel Bilgi.....	53
7.5.2	Tasarımda Dikkat Edilecek Hususlar	54
7.5.2.1	Çalışma Sıcaklığı Limitleri	54
7.5.2.2	Statik Basınç Etkileri	54
7.5.2.3	Entalpi Geri Kazanım Verimliliği	54
7.5.2.4	Hava Akımı ve Basınç Düşüşü.....	54
7.5.2.5	Karşı Kirleticilik.....	55
7.5.2.6	Bina veya Proses Atık Madde Kirleticilerinin Etkisi.....	55
7.5.2.7	Kış İşletmesi.....	56
7.5.2.8	Bakım.....	56
8.	EKONOMİK ANALİZLERDE VE ISI GERİ KAZANIM CİHAZI SEÇİMİNDE DİKKAT EDİLECEK ÖZELLİKLER	58
9.	ENERJİ GERİ KAZANIMININ TERMODİNAMİK İNCELENMESİ	59
9.1	Hesap Yöntemi.....	59
9.1.1	Duyulur Isı Transfer Eden Isı Geri Kazanım Üniteleri	59
9.1.1.1	Yük Tasarrufu.....	59
9.1.1.2	Parasal Tasarruf.....	59
9.1.1.3	Isı Geri Kazanım Cihazının Kendini Amorti Etme Süresi.....	59
9.1.2	Hem Duyulur Hem de Gizli Isı Transfer Eden Isı Geri Kazanım Cihazları.....	60
9.1.2.1	Yük Tasarrufu.....	60
9.1.2.2	Parasal Tasarruf.....	60
9.1.2.3	Isı Geri kazanım Cihazının Kendini Amorti Etme Süresi.....	60
9.1.3	Soğu Geri Kazanımı.....	60
9.1.3.1	Taze Hava Entalpisi.....	60
9.1.3.2	Yük Tasarrufu.....	61
9.1.3.3	Parasal Tasarrufu	61
9.1.3.4	Isı Geri Kazanım Cihazının Kendini Amorti Etme Süresi.....	61
10.	ENERJİ GERİ KAZANIMININ OPTİMİZASYONUNUN İNCELENMESİ	62
10.1	Ekonomik Kriterler.....	62
10.1.1	İlk Yatırım Maliyeti.....	62
10.1.2	İşletme Maliyetleri.....	62
11.	ISI GERİ KAZANIM CİHAZININ FAYDALILIĞI VE OPTİMİZASYONU İLE İLGİLİ UYGULAMA ÖRNEKLERİ.....	64
11.1	Higroskopik Döner Isı Geri Kazanım Ünitesi Uygulaması İçin Hesaplar.....	65
11.1.1	Enerji Geri Kazanımsız Olarak İstenilen Şartlarda Hava Sağlayabilmek için Toplam Isıtıcı Serpantin Gücü:.....	66
11.1.2	Enerji Geri Kazanımsız Olarak İstenilen Şartlarda Hava Sağlayabilmek İçin Toplam	

	Soğutucu Serpantin Gücü:.....	67
11.1.3	Enerji geri Kazanımlı Toplam Isıtıcı Serpantin Gücü:	67
11.1.4	Kış Sezonu için Enerji Geri Kazanımlı Toplam Isıtıcı Serpantin Gücü:	69
11.1.4.1	Havanın Isı Tekeri Çıkış Şartları Hesabı.....	69
11.1.4.2	Enerji Geri Kazanımlı Isıtıcı Batarya Yüğü.....	71
11.1.4.3	Tasarruf Edilen Enerji.....	72
11.1.4.4	Yakıt Tasarrufu.....	72
11.1.4.5	Parasal Tasarruf.....	72
11.1.5	Yaz Sezonu için Enerji Geri Kazanımlı Toplam Isıtıcı Serpantin Gücü:	72
11.1.5.1	Entalpi Geri Kazanımı.....	72
11.1.5.2	Tasarruf Edilen Enerji.....	73
11.1.5.3	Elektrik Tasarrufu	73
11.1.5.4	Parasal Tasarruf.....	74
11.2	İlk Yatırım Tasarrufu	108
11.2.1	Rotor Çapı : 1500 mm ve Verim : % 64 olan IGK Rotoru için;.....	108
11.2.1.1	Isıtıcı Serpantin Farkı.....	108
11.2.1.2	Soğutucu Serpantin Farkı.....	108
11.2.1.3	Nemlendirici ve Teferruatı Farkı.....	108
11.2.1.4	Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı	109
11.2.1.5	Soğutma Grubu Farkı.....	109
12.2.1.5.1	Kompresör Farkı :.....	109
12.2.1.5.2	Kondenser Farkı :.....	109
12.2.1.5.3	Evaporatör Farkı :	109
12.2.1.5.4	Soğutma Kulesi Farkı :	110
11.2.2	Rotor Çapı : 1700 mm ve Verim : % 69 olan IGK Rotoru için.....	110
11.2.2.1	Isıtıcı Serpantin Farkı.....	110
11.2.2.2	Soğutucu Serpantin Farkı	110
11.2.2.3	Nemlendirici ve Teferruatı Farkı	110
11.2.2.4	Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı.....	111
11.2.2.5	Soğutma Grubu Farkı.....	111
11.2.2.5.1	Kompresör Farkı :	111
11.2.2.5.2	Kondenser Farkı :	111
11.2.2.5.3	Evaporatör Farkı :	111
11.2.2.5.4	Soğutma Kulesi Farkı :	112
11.2.3	Rotor Çapı : 1900 mm ve Verim : % 73 olan IGK Rotoru için.....	112
11.2.3.1	Isıtıcı Serpantin Farkı.....	112
11.2.3.2	Soğutucu Serpantin Farkı	112
11.2.3.3	Nemlendirici ve Teferruatı Farkı	112
11.2.3.4	Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı.....	112
11.2.3.5	Soğutma Grubu Farkı.....	113
11.2.3.5.1	Kompresör Farkı :	113
11.2.3.5.2	Kondenser Farkı :	113
11.2.3.5.3	Evaporatör Farkı :	113
11.2.3.5.4	Soğutma Kulesi Farkı :	113
11.2.4	Rotor çapı : 2000 mm ve Verim : % 75 olan IGK Rotoru İçin.....	114
11.2.4.1	Isıtıcı Serpantin Farkı.....	114
11.2.4.2	Soğutucu Serpantin Farkı	114
11.2.4.3	Nemlendirici ve Teferruatı Farkı	114
11.2.4.4	Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı.....	114
11.2.4.5	Soğutma Grubu Farkı.....	115
11.2.4.5.1	Kompresör Farkı :	115

11.2.4.5.2	Kondenser Farkı :	115
11.2.4.5.3	Evaporatör Farkı :	115
11.2.4.5.4	Soğutma Kulesi Farkı :	115
11.2.5	Rotor çapı : 2150 mm ve Verim : % 76,5 olan IGK Rotoru için.....	115
11.2.5.1	Isıtıcı serpantin farkı	115
11.2.5.2	Soğutucu Serpantin Farkı.....	116
11.2.5.3	Nemlendirici ve Teferruatı Farkı.....	116
11.2.5.4	Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı.....	116
11.2.5.5	Soğutma Grubu Farkı.....	116
11.2.5.5.1	Kompresör Farkı :	116
11.2.5.5.2	Kondenser Farkı :	117
11.2.5.5.3	Evaporatör Farkı :	117
11.2.5.5.4	Soğutma Kulesi Farkı :	117
12.2.6	Rotor çapı : 2400 mm ve Verim : % 79 olan IGK Rotoru için	117
11.2.6.1	Isıtıcı Serpantin Farkı.....	117
11.2.6.2	Soğutucu Serpantin Farkı.....	118
11.2.6.3	Nemlendirici ve Teferruat Farkı.....	118
11.2.5.4	Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı.....	118
11.2.6.5	Soğutma Grubu Farkı.....	118
11.2.6.5.1	Kompresör Farkı :	118
11.2.6.5.2	Kondenser Farkı :	119
11.2.6.5.3	Evaporatör Farkı :	119
11.2.6.5.4	Soğutma Kulesi Farkı :	119
11.3	IGK Cihazı Kullanımı Sonucu İlk Yatırıma İlave Gelecek Masraflar	119
11.3.1	IGK Ünitesi Olmadığı Taktirde Santral Modülleri ve Bu Modüllerdeki ΔP Basınç Kayıpları.....	121
11.3.2	IGK Cihazı Olduğu Taktirde, IGK Hücresi ΔP Basınç Kayıpları.....	122
11.3.3	Isı Geri Kazanım Modüllü Durumda İlk Yatırıma Eklenenecek Masraflar :	125
11.3.4	İlk Yatırım Giderleri ve Yıllık İşletme Tasarruf Miktarları Özet Tabloları:.....	133
12.	PROJEYİ EKONOMİK AÇIDAN DEĞERLENDİRME YÖNTEMLERİ.....	136
12.1	Geri Ödeme Süresi Yöntemi :	136
12.1.1	\varnothing 1500 mm'lik Higroskobik Döner Isı Geri Kazanım Cihazı için;	136
12.1.2	\varnothing 1700 mm'lik Higroskobik Döner Isı Geri Kazanım Cihazı için;	136
12.1.3	\varnothing 1900 mm'lik Higroskobik Döner Isı Geri Kazanım Cihazı için;	136
12.1.4	\varnothing 2000 mm'lik Higroskobik Döner Isı Geri Kazanım Cihazı için;	137
12.1.5	\varnothing 2150 mm'lik Higroskobik Döner Isı Geri Kazanım Cihazı için;	137
12.1.6	\varnothing 2400 mm'lik Higroskobik Döner Isı Geri Kazanım Cihazı için;	137
12.2	Net Bugünkü Değer Yöntemi.....	137
12.3	Yıllık İşletme ve Yatırım Gideri Yöntemi:	143
13. 1	Plakalı Isı Geri Kazanım Ünitesi Uygulaması için Hesaplar	146
13.1.1	Enerji Geri Kazanımlı Toplam Isıtıcı ve Soğutucu Serpantin Güçleri:	146
13.1.1.1	Kış Sezonu için Enerji Geri Kazanımlı Toplam Isıtıcı Serpantin Gücü:	151
13.1.1.1.1	Havanın Plakalı IGK Cihazı Çıkış Şartları Hesabı.....	151
13.1.1.1.2	Tasarruf Edilen Enerji.....	152
13.1.1.1.3	Yakıt Tasarrufu.....	152
13.1.1.1.4	Parasal Tasarruf.....	152
13.1.1.2	Yaz Sezonu için Enerji Geri Kazanımlı Toplam Isıtıcı Serpantin Gücü:	152
13.1.1.2.1	Entalpi Geri Kazanımı.....	153
13.1.1.2.2	Tasarruf Edilen Enerji.....	153

13.1.1.2.3	Elektrik Tasarrufu.....	153
13.1.1.2.4	Parasal Tasarruf.....	154
13.2	İlk Yatırım Tasarrufu.....	179
13.2.1	Boyutu : 600 mm, Verimi : % 49, Plaka Genişliği : 1414 mm, Plaka Yüksekliği : 856 mm Olan Diogonal Plakalı Isı Geri Kazanım Cihazı için;.....	179
13.2.1.1	Isıtıcı Serpantin Farkı.....	179
13.2.1.2	Soğutucu Serpantin Farkı.....	179
13.2.1.3	Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı.....	179
13.2.1.4	Soğutma Grubu Farkı.....	180
13.2.1.4.1	Kompresör Farkı :.....	180
13.2.1.4.2	Kondenser Farkı :.....	180
13.2.1.4.3	Evaporatör Farkı :.....	180
13.2.5.4.4	Soğutma Kulesi Farkı :.....	180
13.2.2	Plaka Boyutu : 2100 mm, Verimi : % 63,1, Plaka Genişliği : 1414 mm, Plaka Yüksekliği : 2987 mm Olan Diogonal Plakalı Isı Geri Kazanım Cihazı için;.....	181
13.2.2.1	Isıtıcı Serpantin Farkı.....	181
13.2.2.2	Soğutucu Serpantin Farkı.....	181
13.2.2.3	Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı.....	181
13.2.2.4	Soğutma Grubu Farkı.....	182
13.2.2.4.1	Kompresör Farkı :.....	182
13.2.2.4.2	Kondenser Farkı :.....	182
13.2.2.5.3	Evaporatör farkı :.....	182
13.2.2.5.4	Soğutma Kulesi Farkı :.....	182
13.3	IGK Cihazı Kullanımı Sonucu İlk Yatırıma İlave Gelecek Masraflar.....	184
13.3.1	IGK Cihazı Olmadığı Taktirde Santral Modülleri ve Bu Modüllerdeki ΔP Basınç Kayıpları.....	184
13.3.2	IGK Cihazı Olduğu Taktirde, IGK Hücresi ΔP basınç kayıpları.....	184
13.3.3	Isı Geri Kazanım Modüllü Durumda İlk Yatırıma Eklenecek Masraflar.....	185
13.3.4	İlk Yatırım Giderleri ve Yıllık İşletme Tasarruf Miktarları Özet Tabloları.....	190
14.	PROJEYİ EKONOMİK AÇIDAN DEĞERLENDİRME YÖNTEMLERİ.....	193
14.1	Net Bugünkü Değer Yöntemi.....	193
14.2	Yıllık İşletme ve Yatırım Gideri Yöntemi.....	198
15.	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	200
KAYNAKLAR.....		203
İNTERNET KAYNAKLARI.....		204
ÖZGEÇMİŞ.....		205

SİMGE LİSTESİ

A,a,H,L	Isı geri kazanım cihazı veya klima santral ölçüleri
a_k	İskonto faktörü
COP	Kompresör işletme faktörü
C_p	Havanın özgül ısısı
D	Rotor çapı
ε	Etkinlik
E_p	Elektrik fiyatı
f	Yıllık faiz oranı
ϕ veya φ	Bağıl nem
h	Entalpi
H_u	Yakıt alt ısı değeri
k	Yıllık çalışma süresi
KT	Kuru termometre sıcaklığı
n	Cihaz ömrü
N	Motor gücü
n_i	Devir
η	Verim
P	Basınç
ΔP	Basınç kaybı
q	Taze hava debisi
Q	Yük tasarrufu
Q_i	Batarya gücü
ρ	Havanın yoğunluğu
t	Aylık çalışma süresi
T_e	Elektrik tasarrufu
T_g	Amorti etme süresi
t_i	Sıcaklık
V	Hava hızı
X	Özgül nem
YT	Yaş termometre sıcaklığı

KISALTIMA LİSTESİ

AHU	Air Handling Unit (Klima Santralı)
BBFT	Bayındırlık Bakanlığı Birim Fiyat Tarifleri
BEF	Birim Enerji Fiyatı
BYF	Birim Yakıt fiyatı
CRF	Coefficient of Recovery Factor (Geri Kazanım Katsayısı)
COP	Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
E	Egzost Havası
EM	Elektrik Maliyeti
Ep	Elektrik Fiyatı
HRV	Heat Recovery Ventilation (Isı Geri Kazanım Vantilatörü)
HVAC	Heating, Ventilating and Air-Conditioning (Isıtma, Havalandırma ve Klima)
IGK	Isı Geri Kazanımı
İYG	İlk Yatırım Gideri
İYM	İlk Yatırım Maliyeti
İYMs	Yıllık Sistem Maliyeti
NNA _k	Net Nakit Akışı(k. yıl sonunda)
NBD	Net Bugünkü Değer
RH	Relative Humidity (Bağlı Nem)
SCR	Silicone Control Regulation (Slikon Kontrollü Düzenleyici)
T	Taze Hava
YİT	Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu
YT	Yakıt Tasarrufu

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Dış hava yükünün psikrometrik açıklaması (İmmak firma kataloğu, 2002)	3
Şekil 2.2	Isı geri kazanımı uygulanarak dış hava yükü azaltılması	5
	(İmmak. firma kataloğu, 2002).....	5
Şekil 2.3	Ön soğutucu ile dış hava yükü azaltılması (İmmak firma kataloğu, 2002).....	5
Şekil 5.1	Isı geri kazanım sistemlerinin sınıflandırılması (Güngören C., 1999).....	11
Şekil 6.1.	Prosesten prosese duyulur ısı geri kazanım cihazı (Güngören C.,1999).....	12
Şekil 6.2.	Prosesten konfora duyulur ısı geri kazanım cihazı (Güngören C., 1999).....	13
Şekil 6.3	Konfor-konfor toplam ısı cihazı (Güngör A., 1998).....	15
Şekil 6.4	Konfor-konfor duyulur ısı cihazı (Güngör A., 1998).....	15
Şekil 6.5	Konfor-konfor duyulur ısı ve toplam ısı cihazları kış ve yaz çalışmalarının psikrometrik diyagramda gösterimi (Güngör A., 1998)	16
Şekil 7.1	Plakalı ısı geri kazanım cihazının görünümü (ASHRAE kitabı, Vol.9 No.6).....	17
Şekil 7.2	Plakalı ısı geri kazanım cihazının dizayn iç yapısı (Recuperator firması).....	19
Şekil 7.3	Sabit plakalı IGK cihazı için tipik basınç düşümü ve verimlilik eğrisi.....	20
	(Ashrae Yayını, 2000).....	20
Şekil 7.4	Dengelenmemiş akım için tipik geri kazanım faktörü (Ashrae Yayını, 2000)	20
Şekil 7.5	Plakada buz oluşum bölgesi (Enventus Firması)	23
Şekil 7.6	Plakalarda buz oluşumunun engellemesi (AEX Heat Exchangers Firması).....	23
Şekil 7.7	Buz önleme verimliliği-dış hava sıcaklığı grafiği (AEX Heat Exchanger bülteni).....	24
Şekil 7.8	Fan yerleşimi, sıcaklık kontrolü ve by-pass uygulamasının şematik gösterimi.....	25
	(Econovent - Munters , Nisan 1976 , teknik bülten yayını).....	25
Şekil 7.9	Döner tip ısı değiştiricinin kesidi (Güngören C., 1999)	28
Şekil 7.10	Higroskobik olan ve olmayan döner tip ısı değiştiricilerde hal değişimi (İmmak firması, 2002).....	30
Şekil 7.11	Döner tip ısı geri kazanım cihazı, duyulur ve toplam ısı değiştiricilerinde don olayı (Güngören C., 1999).....	31
Şekil 7.12	Döner tip ısı geri kazanım cihazında klasik tip matris (Kürekçi A.,1999)	34
Şekil 7.13	Döner tip rotorda oluklu tip matris (Tarakçı M., 1991)	35
Şekil 7.14	Döner tip rotorda türbülans geliştirici matris (Tarakçı M.,1991).....	35
Şekil 7.15	Döner tip ısı değiştirgeci ana gövde ve parçaları (Tarakçı M., 1991).....	35
Şekil 7.16	Döner tip IGK cihazında taşma olayı (PURGE yok) (Güngör A., 1998)	37
Şekil 7.17	Döner tip IGK cihazı (PURGE var) (Güngör A., 1998)	37
Şekil 7.18	Kaçak olayına önlem olarak klima santrallerinde fanların yerleştirilme şekilleri (Erdal O., 1998).	38
Şekil 7.19	Döner tip ısı değiştirgecinin hız kontrolü (Küreçi A.,1999).....	39
Şekil 7.20	Döner tip ısı değiştirgeçlerde ısı ve soğu geri kazanımı (Küreçi A.,1999).....	40
Şekil 7.21	Döner tip ısı değiştirgeçlerinde don kontrol devresi (Klingenburg, 1998).....	40
Şekil 7.22	Döner tip ısı değiştiricilerde rotor hız kontrol devresi (Klingenburg, 1998).....	41
Şekil 7.23	Serpantin devreli enerji geri kazanım cihazı iç yapısı (GEA firma kataloğu).....	42
Şekil 7.24	Serpantin devreli enerji geri kazanım cihazı (Ecoterm firma katalog).....	42
Şekil 7.25	Serpantin devreli enerji geri kazanım devresi (Güngör A., 1988)	43
Şekil 7.26	Isı borulu ısı değiştiricinin plandan görünüşü (Güngören C., 1999).....	46
Şekil 7.27	Isı borulu ısı değiştiricinin çalışma prensibi (ASHRAE-2000 Yayını,Isı borusu).....	47

Şekil 7.28	İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresi (ASHRAE-2000 Yayını, İkiz kule ısı geri kazanım çevrimi)	53
Şekil 7.29	İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde toplam enerji geri kazanım verimliliği (ASHRAE-2000 Yayını)	54
Şekil 7.30	İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde hava tarafı basınç düşümü (ASHRAE-2000 Yayını).....	55
Şekil 7.31	İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde kış çalışması ve kontrolü (Güngör A.,1988).....	56
Şekil 11.1	Şubat ayı enerji geri kazanımsız, rotor çapı =1500 mm için havanın davranışının psikrometrik diyagramda incelenmesi	66
Şekil 11.1.a	Rotorlu ısı geri kazanım tekerinde debi, hız, basınç düşümü, sıcaklık ve nem etkinlik ilişkisi ile ilgili diyagram (Enventus firma kataloğu)	68
Şekil 11.2	Şubat ayı enerji geri kazanımlı, rotor çapı =1500 mm için havanın davranışının psikrometrik diyagramda incelenmesi	69
Şekil 11.3	Temmuz ayı enerji geri kazanımlı ve kazanımsız, rotor çapı =1500 mm için havanın davranışının psikrometrik diyagramda incelenmesi.....	73
Şekil 11.4	Rotor çapı 1500 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştiricikullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları.....	80
Şekil 11.5	Rotor çapı 1500 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde batarya yükleri	81
Şekil 11.6	Rotor çapı 1700 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları.....	85
Şekil 11.7	Rotor çapı 1700 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde batarya yükleri	86
Şekil 11.8	Rotor çapı 1900 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları	90
Şekil 11.9	Rotor çapı 1900 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde batarya yükleri	91
Şekil 11.10	Rotor çapı 2000 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları	95
Şekil 11.11	Rotor çapı 2000 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde batarya yükleri	96
Şekil 11.12	Rotor çapı 2150 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları	100
Şekil 11.13	Rotor çapı 2150 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları	101
Şekil 11.14	Rotor çapı 2400 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları	105
Şekil 11.15	Rotor çapı 2400 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde batarya yükleri	106
Şekil 12.1	Net bugünkü değer yöntemi sonuç grafiği.....	142
Şekil 12.2	Yıllık işletme ve yatırım gideri yöntemi sonuç grafiği.....	145
Şekil 13.1	Plaka tipi 600-750-1050-1250-1500-2100 olan, plakalı IGK cihazlarında alm hızı-verim-basınç düşümü ilişkileri (Delta air firması kataloğu).....	150
Şekil 13.2	Şubat Ayı enerji geri kazanımlı, A =600 mm plaka boyutu için havanın psikrometrik diyagramda incelenmesi.....	152
Şekil 13.3	Temmuz ayı enerji geri kazanımsız ve kazanımlı, A =600 mm plaka boyutu için havanın psikrometrik diyagramda incelenmesi.....	153
Şekil 13.4	Isıtma ve soğutma sezonunda, diagonal plakalı tip ısı geri kazanım cihazı kullanılması ve kullanılmaması durumunda batarya yükleri	157

Şekil 13.5	Isıtma ve soğutma sezonunda, diagonal plakalı tip ısı geri kazanım cihazı kullanılması ve kullanılmaması durumunda batarya yükleri	161
Şekil 13.6	Isıtma ve soğutma sezonunda, diagonal plakalı tip ısı geri kazanım cihazı kullanılması ve kullanılmaması durumunda batarya yükleri	165
Şekil 13.7	Isıtma ve soğutma sezonunda, diagonal plakalı tip ısı geri kazanım cihazı kullanılması ve kullanılmaması durumunda batarya yükleri	169
Şekil 13.8	Isıtma ve soğutma sezonunda, diagonal plakalı tip ısı geri kazanım cihazı kullanılması ve kullanılmaması durumunda batarya yükleri	173
Şekil 13.9	Isıtma ve soğutma sezonunda, diagonal plakalı tip ısı geri kazanım cihazı kullanılması ve kullanılmaması durumunda batarya yükleri	177
Şekil 14.1	Net bugünkü değer yöntemi sonuç grafiği.....	197
Şekil 14.2	Yıllık işletme ve yatırım gideri yöntemi sonuç grafiği.....	199



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 7.1	Düşük sıcaklık uygulamaları için bazı ısı borusu çalışma akışkanları	48
Çizelge 11.1	İstanbul için ortalama dış hava sıcaklıkları ve ortalama bağıl nem. (Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü, 2004).....	65 65
Çizelge 11.2	Aralık ayı ve D= 1500 mm'lik higroskobik ısı geri kazanım tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu.....	69
Çizelge 11.3	Ocak-Şubat-Mart-Nisan ayları ve D= 1500 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu.....	76
Çizelge 11.4	Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve D= 1500 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu.....	77
Çizelge 11.5	Haziran ayı ve D= 1500 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu.....	78
Çizelge 11.6	Temmuz-Ağustos-Eylül ayları ve D= 1500 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu.....	79
Çizelge 11.7	Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve D= 1700 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	82
Çizelge 11.8	Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve D= 1700 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	83
Çizelge 11.9	Haz.-Tem.-Ağustos-Eylül ayları ve D= 1700 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	84
Çizelge 11.10	Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve D= 1900 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu.....	87
Çizelge 11.11	Nisan-Mayıs-ekim-Kasım ayları ve D= 1900 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	88
Çizelge 11.12	Haz.-Tem.-Ağustos-Eylül ayları ve D= 1900 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	89
Çizelge 11.13	Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve D= 2000 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	92
Çizelge 11.14	Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve D= 2000 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	93
Çizelge 11.15	Haz.-Tem.-Ağustos-Eylül ayları ve D= 2000 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	94
Çizelge 11.16	Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve D= 2150 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	97
Çizelge 11.17	Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve D= 2150 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	98
Çizelge 11.18	Haz.- Tem.- Ağustos-Eylül ayları ve D= 2150 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	99
Çizelge 11.19	Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve D= 2400 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	102
Çizelge 11.20	Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve D= 2400 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	103
Çizelge 11.21	Haz-Tem.-Ağustos-Eylül ayları ve D= 2400 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	104
Çizelge 11.22	2004 yılı fiyatları ile enerji tasarruf bedelleri özet tablosu	107
Çizelge 11.23	B.B.F.T. 2004 yılı fiyatları ile ilk yatırım tasarruf bedelleri.....	120
Çizelge 11.24	İlk yatırıma eklenecek masraflar özet.....	131
Çizelge 11.25	İlk yatırım giderleri ve yıllık işletme tasarruf miktarları	133

Çizelge 12.1	Net bugünkü değer yöntemiyle proje değerlendirmesi özet tabloları.....	139
Çizelge 12.2	Yıllık işletme ve yatırım gideri yöntemiyle, toplam maliyet sonuç tablosu ...	144
Çizelge 13.1	Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve a= 600 mm'lik diogonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	154
Çizelge 13.2	Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve a= 600 mm'lik diogonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	155
Çizelge 13.3	Haziran-Temmuz-Ağustos-Eylül ayları ve a= 600 mm'lik diogonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	156
Çizelge 13.4	Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve a= 750 mm'lik diogonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	158
Çizelge 13.5	Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve a= 750 mm'lik diogonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	159
Çizelge 13.6	Haziran-Temmuz-Ağustos-Eylül ayları ve a= 750 mm'lik diogonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	160
Çizelge 13.7	Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve a= 1050 mm'lik diogonal plakalı IGK cihazı için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	162
Çizelge 13.8	Nisan-Mayıs-Ekim-kasım ayları ve a= 1050 mm'lik diogonal plakalı IGK cihazı için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu.....	163
Çizelge 13.9	Haziran-Temmuz-Ağustos-Eylül ayları ve a= 1050 mm'lik diogonal plakalı IGK cihazı için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu.....	164
Çizelge 13.10	Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve a= 1250 mm'lik diogonal plakalı IGK cihazı için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	166
Çizelge 13.11	Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve a= 1250 mm'lik diogonal plakalı IGK cihazı için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	167
Çizelge 13.12	Haziran-Temmuz-Ağustos-Eylül ayları ve a= 1250 mm'lik diogonal plakalı IGK cihazı için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	168
Çizelge 13.13	Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve a= 1500 mm'lik diogonal plakalı IGK cihazı için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	170
Çizelge 13.14	Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve a= 1500 mm'lik diogonal plakalı IGK cihazı için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	171
Çizelge 13.15	Haziran-Temmuz-Ağustos-Eylül ayları ve a= 1250 mm'lik diogonal plakalı IGK cihazı için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu.....	172
Çizelge 13.16	Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve a= 2100 mm'lik diogonal plakalı IGK cihazı için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	174
Çizelge 13.17	Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve a= 2100 mm'lik diogonal plakalı IGK cihazı için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	175
Çizelge 13.18	Haziran-Temmuz-Ağustos-Eylül ayları ve a= 2100 mm'lik diogonal plakalı IGK cihazı için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu	176
Çizelge 13.19	2004 yılı fiyatları ile enerji tasarruf bedelleri özet tablosu.....	178
Çizelge 13.20	B.B.B.F.T. 2004 fiyatları ile ilk yatırım tasarruf bedelleri.....	183
Çizelge 13.21	İlk yatırıma eklenecek masraflar özet tablosu.....	188
Çizelge 13.22	İlk yatırım giderleri ve yıllık işletme tasarruf miktarları	190
Çizelge 14.1	Net bugünkü değer yöntemiyle proje değerlendirmesi özet tabloları.....	193
Çizelge 14.2	Yıllık işletme ve yatırım gideri yöntemiyle, toplam maliyet sonuç özet tablosu	198

ÖNSÖZ

İklimlendirme tesislerinde, 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, ortamdan konfor şartlarındaki bir miktar havayla birlikte dış ortama sürekli enerji atılmaktadır. Yaz iklimlendirmesi yapılan tesislerde soğutmayı temin etmek için elektrik enerjisi kullanılmakta, kış iklimlendirme tesislerinde ise alışımlı yakıtlar kullanılmaktadır. Bu tür sistemlerde alınabilecek enerji tasarrufu tedbirleri sayesinde, önemli miktarlarda enerji tasarrufu sağlanabilir. Isı geri kazanım sistemleri dünyada tesisat mühendisliğinin vazgeçilmez parçaları haline gelmiştir. Ülkemizde de artık yaygın olarak kullanılmaya başlanması gerekmektedir. Ülkemiz iklim koşullarında, gelişen konfor şartlarında yapılarda kullanılan enerji miktarı toplam tüketim içersinde % 30 oranlarına ulaşmıştır. Bu değer tesisatta enerjinin akılcı kullanımı ve geri kazanımı konusunu öne çıkarmaktadır.

Günümüzde, fosil esaslı enerji kaynaklarının azalmasına karşılık fiyatların artması, yeterli miktar ve türde alternatif enerji kaynağının bulunamaması nedeniyle enerji geri kazanımı ve geri kazanımda ilk yatırım ve işletme maliyetlerinden toplam maliyeti en düşük olanını seçerek ekonomik analiz yapmak artık şart olmuştur. Bu tür bilincin ülkemizde henüz yaygınlaşmamış olması ve yaygın bir önyargı olan, ısı geri kazanım cihazlarının ekonomik olmadığı görüşünün doğru olmadığını göstermek bu çalışmanın amaçlarından ilk sıradadır.

Projemi yürüten Sayın Prof. Dr. Doğan ÖZGÜR'e, çalışmalarında bana yardımcı olan Sayın Arş.Gör. Derya Burcu ÖZKAN'a, bilgilerini ve deneyimlerini esirgemeyen Sayın Mak.Yük.Müh Ersin GÜRDAL ve Sayın Mak. Müh Müjdat ŞAHAN'a, çalışmam süresince bana destek olan mesai arkadaşlarımla aileme teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

ÖZET

Enerji kaynaklarının gittikçe azaldığı ve bunun sonucu olarak pahalandığı günümüzde, insan sağlığı ve konforundan fedakarlık etmeden, klima santralleri ile enerji savurganlığına yol açmadan havalandırma yapılması ancak ısı geri kazanımı uygulaması ile mümkündür.

Bu çalışmanın amacı, kısaca, ısı geri kazanımında kullanılan cihazların tanıtılması ve ekonomik olarak optimizasyonlarını yaparak genel bir kanı haline gelmiş olan ısı geri kazanımı uygulaması enteresan sonuçlar yaratmaz, lüks bir uygulamadır görüşünün doğru olmadığını göstermektir.

Doğru ve başarılı bir ısı geri kazanımı uygulaması yapılması için, öncelikle ısı geri kazanımı çeşitleri ve tekniklerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla çalışmada öncelikle ısı geri kazanımının mantığı, niçin önemli ve kaçınılmaz olduğu, kaç türlü ısı geri kazanım tekniği olduğu, hangi yollarla ve elemanlarla yapılacağı, cihazların verimlilik ve basınç kaybı durumlarını kapsayan performans durumları, konstrüksiyonu, içinde oluşabilecek sızıntı ve don durumları ayrı ayrı incelenmiştir.

Çalışmanın ikinci önemli noktasını, seçilen ısı geri kazanım cihazının ekonomik olarak optimizasyonunun yapılması oluşturmuştur. Bu amaçla özellikle ülkemizde sık olarak kullanılan plakalı ısı geri kazanım cihazları ile higroskopik döner tip ısı geri kazanım cihazlarının kullanımı, bir örnek projede ele alınmış, değişik boyut ve verimlilikteki cihazların bu projede kullanımı sonucu geri kazanılan ısı ve soğu miktarları ayrı ayrı ay bazında çıkarılmış, elde edilen parasal tasarruf değeri ile, ilk yatırım değerleri karşılaştırılarak cihazın ömrü süresince en fazla kar getiren cihaz tespit edilerek, bu cihazlardan ekonomik olarak en optimumu belirlenmiştir. Kullanılan hesap yöntemleri olarakta, geri ödeme süresi metodu ile paranın zaman değerini dikkate alan, net bugünkü değer yöntemi ve yıllık işletme ve yatırım giderleri metodları kullanılmıştır. Çalışmada çıkan sonuçların sade ve toplu bir şekilde verilebilmesi ve sonuçların kolay yorumlanabilmesi için grafik ve çizelgeler çizilerek anlatım güçlendirilmiştir.

Çalışma sonucu olarak, yatırımın kullanımının, yatırımcıya sağladığı kazancın fazlalığı ve geri dönüş süresinin kısalığı ortaya çıkmış, bu yüzden kullanımı teşvik edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Havalandırma, ısı geri kazanımı, ısı geri kazanım cihazı, optimizasyon, verimlilik

ABSTRACT

In today's world short of energy resources, energy is becoming more expensive day by day. The only solution is heat recovery for ventilation with air handling units without sacrificing health and comfort nor causing energy wasting.

The aim of this study is introducing the devices employed in heat recovery and making their economic optimization in order to rebut the common knowledge that the heat recovery would not provide interesting results and it is a luxury.

For a correct and successful heat recovery, first one should know the types and techniques. For that purpose, the study gives the logic of the heat recovery, why it is important and a must, the types of heat recovery techniques, the means and components to perform it, performance conditions including efficiency and pressure losses of the devices, any leaks or frosts within the devices.

The second important point of the study is the economic optimization of the selected heat recovery device. For that purpose, the plate type heat recovery device and hygroscopic rotary heat recovery device frequently used in Turkey were considered within a sample project and the recovered heat and cooling amounts saved after using them in the projects were listed per month, the saving so obtained and the initial investment costs were compared and the most profitable device throughout life and the one with the optimum economic level were determined. For the calculation method, the simple payback method is used with the net present value method and annual operating and investment cost method which allows us to consider the time value of money. For the sake of simplicity, the results obtained in the study were given in graphs or tables so that they could easily be interpreted

As a result of the study, the benefit raised by the investor has been found to increase with a shorter payback time, and therefore, its use has been encouraged

Keywords: Ventilation, heat recovery, heat recovery device, optimization, efficiency

1. GİRİŞ

Son 30 yıldır yapılan enerji tasarruflarının ve çevre koruma bilincinin artışı, enerji geri kazanım sistemlerinde kullanılan tekniklerin gelişiminin bir göstergesidir.

1973 yılında meydana gelen ekonomik krizden ve buna bağlı olarak petrol ürünlerindeki fiyat artışından sonra sektörler enerji temin etme konusunda alternatif yöntem arama girişimlerini arttırmışlardır. Böylece brüt sosyal ürünleri ile ana enerji tüketimi arasında bir bağ oluşmuştur. Ayrıca uygun Fiyat - Kullanım ilişkisinden dolayı enerji geri kazanma tekniği başka kullanım alanları kazandırarak artmakta veya düşmekte olan enerji fiyatlarını, enerji kullanımı ile ilgili talimatları ve çevreyi korumaya yönelik karbondioksit emisyonlarını doğrudan etkilemiştir. Ülkemiz iklim koşullarında, gelişen konfor şartlarında yapılarda kullanılan enerji miktarı toplam tüketim içinde %30 oranlarına ulaşmıştır. Bu değer tesisatta enerjinin akılcı kullanımı ve geri kazanımı konusunu öne çıkarmaktadır.

Tesisatta ısı geri kazanımı sistemleri ve enerji ekonomisi konusu, enerjinin akılcı kullanılmasının bir konusudur. Enerjinin akılcı kullanımı enerjinin korunması, ve kullanılması zorunlu olan enerjinin atılan bir bölümünün geri kazanılması ana başlıklarını içerir.

Tesisatta ihtiyaç duyulan enerji ; sistemin besleyeceği mahaldeki transmisyon, ışıma ve diğer faktörler sonucu oluşacak ısı kayıplarının ve/veya kazançlarının karşılanmasına, ikinci olarak da dış ortamdan alınan taze havanın ısıtılması ve/veya soğutulmasına harcanacaktır. Bunların birincisi inşa sırasında alınacak önlemlerle (yapının uygun yöne yerleştirilmesi, yalıtım, çift, reflektif cam, otomatik kontrol düzeneği, tesisat sistem kurgusu vs.) azaltılabilir.

Ancak ikinci nokta, artan dış hava miktarı ile orantılı olarak artacaktır. İşte geri kazanımın etkin olacağı nokta da buradadır. Isı geri kazanım VDI 207 Te göre şöyle tanımlanmaktadır: Bir bina veya prosesi terk eden hava kütesinin entalpisinin tekrar kullanılmasıdır.

Bugün özellikle gelişmiş ve zengin ileri teknoloji ülkelerinde konutlarda, dev yüksek yapılarda ve fabrikalarda, enerjinin kullanıldığı bütün alanlarda kullanılmak üzere geliştirilmiş ve geliştirilmekte olan ısı geri kazanım sistemleri kullanılmaktadır. Sanılanın aksine bu sistemlerin kullanımı ilk yatırım maliyetlerini arttırmamakta, yapılacak iyi bir mühendislik etütüyle toplamda maliyetleri büyük oranda düşürmekte olduğu görülmektedir.

2. HAVALANDIRMA, DIŞ HAVA YÜKÜ ve ISI GERİ KAZANIMI

2.1 Konfor ve Konfor Şartları

İnsan açısından bakıldığında, yaşanan ortamın ve solunan havanın;

- Karışımı,
- Sıcaklığı,
- Nemi,

Konfor şartlarını oluşturur. % 21 oksijen oranı taşıyan, bünyesinde insan sağlığı için zararlı gaz veya partiküller bulundurmeyen hava, insan ve canlı yaşamı için ilk konfor şartını sağlamıştır. Sıcaklığın mevsimlere göre 18 ~ 28 °C , oransal nemin ise % 40 ~ % 60 arasında olması arzulanır.

2.2 Havalandırma, Havalandırma İhtiyacı ve Dış Hava Yüğü:

Dikkat edilirse insan ömrünün büyük çoğunluğunun (ev, ofis, fabrika, alışveriş merkezleri, sağlıklı yaşam birimleri, toplu ulaşım araçları ..vs.) kapalı hacimlerde geçtiğı görülr. Bu hacimlerde ve birimlerde konfor şartlarının sağlanması ve korunması için yapılacak en akıllı işlem havalandırmadır. Özellikle tozsuz, kokusuz ve yüksek oksijenli bir solunum havası sağlanmasının en pratik çözümü havalandırma yapılmasıdır. Uygulanabilecek diğer sistemler (oksijen enjeksiyonu gibi) yüksek maliyetli ve komplikedir. Buna karşılık tam bir havalandırma da sağlanamaz.

Havalandırma en basit ifade ile, kullanılmış havanın, yeni ve temiz hava ile değiştirilmesi olarak ifade edilebilir. Ancak, kısmen tanımlanan amaca hizmet etse dahi ; yaşanan birimin kapı-pencerelerinin açılması, vantilatörler ile içeriye temiz hava basılması, aspiratörler ile içerideki kirli havanın dışarıya atılmaya çalışılması havalandırma olarak algılanmamalıdır. Kirli havanın kontrolsüz olarak egzost edilmesi veya temiz havanın kontrolsüz olarak içeriye basılması, beraberinde başka ciddi sorunlar yaratabilir. Gerçek bir havalandırmadan bahsedilebilmesi için, aspiratörün ve vantilatörün birlikte kullanıldığı sistemler kurulmalıdır. Havalandırılan hacimdeki basınç kontrol edilmeli, içeriden dışarıya veya dışarıdan içeriye kontrolsüz hava akımları-kaçakları önlenmeli, ısı kayıp ve kazançlarına izin verilmemelidir. Projelerin birçoğunda, artı yükler getirmesi sebebi ile dış hava kullanımından kaçılmaktadır.

Dış yani taze hava kullanımının yatırım maliyetlerini arttırması ne kadar tartışılmaz ise, insan

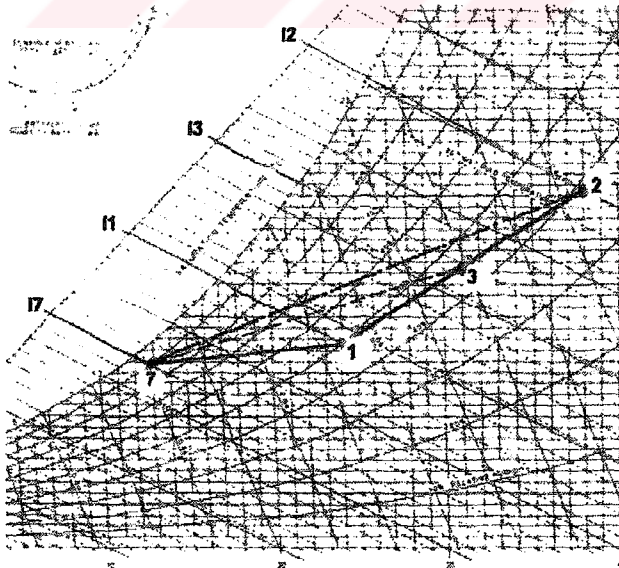
için taze hava ihtiyacı da aynı oranda tartışılmazdır. Bu sebep ile, hiç veya daha az taze hava kullanımı yerine, gerektiği kadar taze hava kullanımı sağlayan projeler uygulanması doğrudur. Asıl üzerinde düşünülmesi gereken nokta, taze hava miktarından fedakarlık etmeden, taze hava yüklerinin azaltılmasıdır.

Dış hava yüklerinin azaltılması ve kontrol altında tutulması mümkündür. Egzost edilen şartlandırılmış havanın içindeki enerji kullanılarak taze hava yükleri önemli ölçülerde azaltılabilir. Kullanılacak bir ısı değiştirici yardımı ile, egzost havası içindeki enerji, ön ısıtıcı veya soğutucu gibi değerlendirilerek, dış hava yükleri % 20 ile % 60 arasında azaltılabilir.

Hem gereken taze hava ihtiyacının tamamının karşılandığı, hem de önemli oranda azaltılmış dış hava yükleri ile ısı geri kazanım uygulamaları, insan sağlığı ve verimliliğine katkıları sayesinde üstünlük kazanırlar.

2.2.1 Dış Hava Yükü Nedir ?

Dış hava yükü en güzel, bir örnek ile anlatılabilir. Örnek, daha fazla yatırım ve işletme giderlerine sahip olduğu için, özellikle yaz koşullarına göre düzenlenmiştir. Dış hava yükünün tanımlanabilmesi için doğal olarak bir egzost ve karışım havasına ihtiyaç vardır. Bunu ifade edebilmek için, aşağıda görülen psikrometride, 3 ayrı toplam soğutma kapasitesi tanımlanmıştır;



Şekil 2.1 Dış hava yükünün psikrometrik açıklaması (İmmak, 2002)

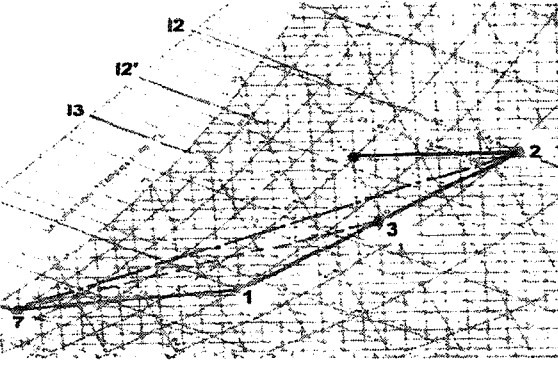
- 1) (12-17) % 100 dış hava ile çalışılır ise,
- 2) (11 - 17) % 100 iç hava ile çalışılır ise,
- 3) (13 - 17) Karışım havası ile çalışılır ise.

% 100 iç hava ile çalışılıyor ise havalandırmadan ve dış hava yükünden bahsedilemez. Dış (taze) hava olmadığı için dış hava yükü de yoktur. Bu uygulama için toplam yük, (1) ve (7) noktaları arasındaki entalpi farkıdır. % 100 dış hava ile çalışılıyor ise, dış hava yükü toplam soğutma yüküne eşittir ve (2) ile (7) noktaları arasındaki entalpi farkı ile ifade edilir. Herhangi bir oranda temiz ve dönüş havası karışımı kullanılıyor ise toplam yük, (3) ve (7) noktaları arasındaki entalpi farkı ile belirtilir. Buradaki dış hava yükü (2) ile (3) noktaları arasındaki entalpi farkı gibi gözükmemektedir. Ancak reel dış *hava yükü* , (2) ve (1) noktaları arasındaki entalpi farkıdır. Bir başka ifade ile, dışarıdan alınan havanın, oda şartlarına kadar serinletilmesi için gerekli olan yüküdür. Bu yükün kalori karşılığı ve toplam soğutma yükü içindeki oranı, dış hava debisinin yüksekliği veya düşüklüğü oranında artar yada azalır.

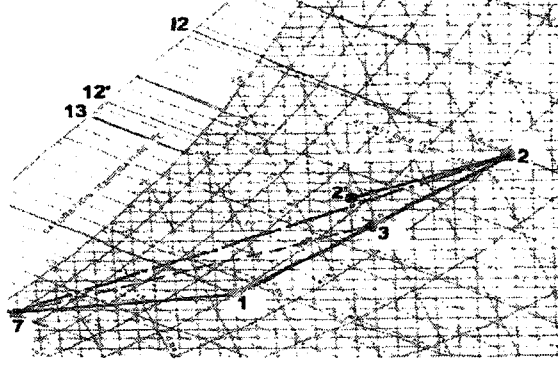
2.2.2 Dış Hava Yükü Nasıl Azaltılır ?

Dış hava yükü (2) ve (1) noktaları arasındaki entalpi farkı olarak tanımlandığına göre(Şekil 2.1 ve Şekil 2.2), bu yükün azaltılması, ancak tanımlanan entalpi farkının düşürülmesi ile mümkündür. Entalpi farkının azaltılması için (1) ve (2) noktalarının durumu irdelenir. (1) noktası konfor şartını, (2) noktası ise atmosferik şartları tanımladığı için isteğe göre değiştirilemez. (1) noktasının entalpi farkını azaltacak yönde (2) noktasına yaklaştırılması, tanımlanan konfor şartlarının sıcaklık ve nem yönünden bozulmasına sebep olacaktır. (2) noktasının (1) noktasına yaklaştırılması ise yalnızca insanın kendini yanıltmasına sebep olacaktır. Yapılan yük hesapları tutmayacak, şartlandırmadan beklenen sonuçlar elde edilemeyecektir. Görüldüğü gibi (1) ve (2) noktaları arasındaki entalpi farkını, herhangi bir termodinamik işlem yapmadan azaltmak mümkün değildir. Bu fonksiyonu sağlamak için iki termodinamik seçenek vardır;

Dış hava için ön soğutucu kullanılabilir, Egzost havası ile dış hava arasında ısı geri kazanımı uygulanabilir. Ön soğutucu kullanılması toplam soğutma yükünü azaltmaz. Toplam soğutma yükünün ön ve son soğutuculara dağıtılması durumu ortaya çıkar ki anlamsızdır.



Şekil 2.2 Ön soğutucu kullanımı ile dış hava yükü azaltılması (İmmak firma kataloğu, 2002)
 Şekil 2.3 Isı geri kazanımı uygulanarak dış hava yükü azaltılması (İmmak. kataloğu, 2002)



Bir aspiratör veya vantilatör hücresi kullanılarak, kapalı hacimdeki havanın egzost edilmesi veya kapalı hacme taze hava basılması, o kapalı hacmin havalandırdığı anlamını taşımaz. Aspiratör hücresinin tek başına kullanımı sonucu, kapalı hacim negatif basınca iner ve dış hava; taşıdığı toz, koku ve diğer olumsuzluklar ile birlikte, kontrolsüz olarak içeriye hücum eder, iç hava kalitesi sağlanması mümkün olmaz. Havalandırma sağlanmadığı gibi, iç hava, içindeki enerji ile birlikte dışarı atılarak, enerji savurganlığına sebep olunur. Vantilatör hücresinin tek başına kullanıldığı durumda da sonuç farklı değildir. Filtre edilmemiş tozlu, kokulu hava kapalı hacme basılır. Oluşan pozitif basınç etkisi ile iç hava, enerjisi ile birlikte dışarı kaçar

Uygulama için egzost ve vantilatör hücresi fonksiyonlarının birlikte kullanılması şarttır. Aynı anda değiştirilen filtre edilmiş temiz hava ile egzost havası debilerinde oluşturulan debi farkı ile, kapalı hacimde pozitif basınç oluşturulması, hatta, kapalı hacim içinde değişik zonlar yaratılması mümkün olur. İnfiltrasyon havasının kontrol altına alınması ile, içeriye doğru olan hava kaçakları ve beraberinde getirdiği olumsuzluklar ortadan kaldırılır. İç hava kalitesine ulaşmanın devamı ısı -enerji geri kazanım uygulamasıdır.

Kontrollü havalandırma yapılmayan kapalı alanlarda yaşamak zorunda kalan insanlar, ciddi sağlık sorunları ile karşı karşıya kalmaktadır. Halı veya giysilerden kopan tüyler, hayvan kılları veya insan saçları, koku veya ilaç spreyleri, sigara veya yemek duman ve buharları, insan nefesi ve teri, elektrikli veya elektronik aletlerden yayılan koku ve diğer etkiler ...vs. solunum havasını kirletmektedir. Diğer bir olumsuzluk ise, tüm bu olgularla beraber oksijen seviyesinin azalmasıdır.

Ortaya çıkan tabloda yaşayan insanın sağlıklı kalması adete imkansızdır. Dudakları

kurumakta, başı ağrımakta, normalden daha hızlı nefes almakta, kalp atışları hızlanmakta ve kan basıncı yükselmektedir. Ayrıca içeride yerleşmiş kokular ve nem sebebi ile huzursuzluk hissetmektedir ve mutsuzdur. Kısacası, hem fiziksel, hem de psikolojik olarak hastadır.

Kapalı bina sendromu olarak anılan bu durumdan kurtulmanın en basit yolu açık havaya çıkmak ve temiz hava almaktır. Ancak insanlar; çalışmak ve üretmek, uyumak, alışveriş yapmak, seyahat etmek, yemek yemek, eğlenmek, okumak, dinlenmek vs. nedenler ile yaşamlarının % 80 gibi bir bölümünü kapalı alanlarda geçirmek zorundadırlar. Bu durumda temiz hava solumanın tek yolu kontrollü havalandırmadır.

Kontrollü havalandırma yapılmamasının etkileri yalnızca insan ve canlı hayat üzerinde değildir. Özellikle yüksek veya düşük nem seviyesi, eşya ve bina üzerinde, ileri derecede olumsuz etkiler yaratabilmektedir. Ahşap mobilya-doğramaların şişmesi, soğuk yüzeylerde meydana gelen yoğuşmalara paralel olarak mantar-bakteri üremesi, tabloların ve boyanın zarar görmesi, düşük nem sonucu mobilya ek yerlerinin açılması metal eşya ve donanımın paslanması bu olumsuzluklara gösterilebilecek bazı örneklerdir. Romatizmal hastalıklar ve astım türlerinin nem ile ilişkisi de ihmal edilemeyecek derecede önemlidir.

Kontrollü havalandırma ve iklimlendirme, insan konforunun ihtiyaç duyduğu (sıcaklık, nem, basınç, koku, partikül, oksijen vs.) tüm parametrelerin sağlanması, yani yüksek iç hava kalitesi yaratılması adına yapılan bir uygulamadır. Bu uygulamanın kontrollü havalandırma kısmı, kirli iç havanın temiz dış hava ile değiştirilmesi esasına dayanır. Bir başka ifade ile, iyi bir iç hava kalitesi elde etmenin ilk şartı, iyi bir dış hava kalitesine sahip olunan bir çevre bulunmasıdır, İnsan ömrünün % 20 bölümünün dış-atmosferik ortamda yaşandığı da düşünülür ise dış hava kalitesinin de iç hava kalitesi ile eşdeğer miktarda önemli olduğu ortaya çıkar.

Tüm bu olumsuzluklar, yalnızca kontrollü havalandırma yapılarak, kesin ve kalıcı olarak çözülebilir. Yukarıda ifade edilen değişik şekillerde kirlenmiş iç hava atmosfere atılarak, yerine, gerekli seviyede filtre edilmiş ve yüksek oksijen seviyesine sahip taze hava alınabilir. Egzost edilen ve yerine alınan taze hava miktarlarının debileri, yeterli seviyede farklı tutularak, kapalı mekanda negatif veya pozitif basınçlar oluşması sağlanabilir. Bu yapıldığında içeriden dışarıya, dışarıdan içeriye veya zonlar arasındaki olumsuz etki taşınımları da önlenmiş olur. Bu uygulamadaki tek olumsuzluk, egzost edilen havanın içindeki enerjidir. Isı geri kazanımı (IGK) bu noktada hayatımıza girer.

Isı geri kazanımı uygulaması taze (dış) hava yüklerini;

- Yaz şartlarında % 20 - 40,

- Kış şartlarında %45-65

arasında azaltmaktadır. Bir başka ifade ile, kullanılan dış hava oranına göre soğutma grupları % 5 ile % 30 arasında, ısı merkezleri ise % 20 ile % 60 arasında küçültülebilmektedir. Isı merkezi ve soğutma gruplarının küçülmesi; uygulamanın kurulu gücünü, elektrik ve yakıt sarfiyatını azaltmakta, işletme giderlerinde önemli oranda tasarruf sağlamaktadır.

Ayrıca mekanik tesisatta kullanılan tüm su ve gaz devresi elemanları (vana, boru, valf, pompa, izolasyon..vs.) ve yardımcı malzemeler de küçülmekte ve ucuzlamaktadır. Hepsinde olmasa dahi, uygulamanın kendi kriterlerine bağlı olarak ilk yatırım maliyetinin ucuzlatılması, uygulamanın yatırım anında kendini amorti etmesi bile mümkündür.

Isı - enerji geri kazanımı, enerji - işletme ekonomisi sağlamak üzere yapılan bir yatırımdır. Doğru ve karlı uygulamalar için yapılan her yatırım gibi, yatırımcısına para kazandırır. Konfor şartlarında çalışacak ısı geri kazanım yatırımları iki yıl içinde yatırımcısına geri döner. 15 Yıl ve üzerinde olan ekonomik ömrü ile, tıpkı bir kumbara gibi, yıllarca yatırımcısı için para biriktirir, faizsiz kredi sağlar.

Isı geri kazanımı ile elde edilecek enerji ekonomisi, ekolojik dengelerin ve çevrenin korunmasına katkısı ile, insanlığa, insan ve çevre sağlığı olarak geri döner, doğa tahribatını önler. Bu nedenle ısı geri kazanımından elde edilen faydalar bireysel değil globaldir. Baca yolunda uygulanan ısı geri kazanımı ise çevre emisyonlarını önlemede çok etkilidir.

3. ISI GERİ KAZANIMI

3.1 Isı Geri Kazanımına Giriş

Yukarıda insan için solunan havanın değeri, iç hava kalitesinin önemi, havalandırmanın ne olduğu ve hangi teknikler ile, dış hava yükleri ve dış hava yüklerinin nasıl azaltılabileceği konuları çok derinine inmeden değerlendirildi. Bu başlıklar, "neden ısı geri kazanımı" sorusunun en önemli cevaplarından birisini oluşturmaktadır. Doğal olarak en önemli konu enerji tasarrufu ve enerjinin doğru kullanımüdür. Ancak, enerji tasarrufu yapılması adına insan sağlığı ve konforundan fedakarlık edilmesi de düşünülemez. Ortaya konulan bu kriterlerin değerlendirmesinden çıkan sonuç şöyledir. İnsan sağlığı ve konforundan fedakarlık etmeden, yüksek enerji sarfiyatlı şartlandırma tesisleri ile enerji savurganlığına yol açmadan havalandırma yapılması, ancak "ısı geri kazanım" (IGK) uygulamaları ile mümkündür.

3.2 Neden ve Ne Zaman IGK?

Isı geri kazanımı uygulaması yapabilmenin "olmazsa olmaz" tek kuralı atık enerji bulunmasıdır. Havalandırma uygulamalarında atık enerjiler büyük çoğunlukla egzost havası ile dışarı atılırlar. Atılan havanın yerine de taze hava alınması kaçınılmazdır, işte taze ve egzost havası bulunan havalandırma uygulamalarının tamamında ısı geri kazanımı uygulanabilir. Egzost ve taze havalardan birinin bulunmadığı veya kontrol edilmediği bir teknik ile havalandırma yapılıyor ise, IGK uygulaması hemen hemen imkansızdır. O halde, havalandırma uygulamalarında IGK uygulaması yapılabilmesi için mutlaka egzost ve taze hava akımlarına ihtiyaç vardır. Ayrıca bu akımlar kontrol edilebilir akımlar olmak zorundadır.

İnsanların yaşadıkları, çalıştıkları ve mal üretimi için kullandıkları ortamları sağlıklı, konforlu, güvenilir ve hijyenik hale getirmek için kullanılan tesisat sistemlerinde, yapı birim hacmi veya birim ürün başına tüketilen enerjinin azaltılmasında, ısı geri kazanım sistemlerinin uygulanması büyük yer tutmaktadır.

Bugün özellikle gelişmiş ve zengin ileri teknoloji ülkelerinde konutlarda, dev yüksek yapılarda ve fabrikalarda, enerjinin kullanıldığı bütün alanlarda kullanılmak üzere geliştirilmiş ve geliştirilmekte olan ısı geri kazanımı sistemleri kullanılmaktadır. Sanılanın aksine bu sistemlerin kullanımı ilk yatırım maliyetlerini arttırmamakta, azaltmaktadır.

4. KLİMA ÜNİTELERİNDE KULLANILAN ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN KULLANIM AMAÇLARI

- a) Dış havanın kışın ısıtma ve nemlendirme , yazın ise soğutma ve nem alma yüklerinin azaltılmasını sağlamak. Böylece daha küçük kapasitede ve boyutta ısıtma ve soğutma sistemlerinin kurulmasına imkan sağlamak,
- b) Azalan bu ısıtma ve soğutma yüküne paralel olarak enerji tüketiminin de azaltılmasını sağlamak,
- c) Azalan enerji tüketimine paralel olarak çevreye partikül ve termal etki şeklinde daha az zarar verilmesini sağlamak,
- d) Birim ürün başına enerji masraflarını düşürerek kar/maliyet oranını arttırmak.



5. ENDÜSTRİYEL KLİMA TESİSLERİNDE UYGULANAN ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN SINIFLANDIRILMASI

5.1 Reküperatif Isı Değiştiriciler

Metal, plastik ve cam malzemelerden üretilen reküperatif ısı değiştiriciler ısı geri kazanımını, plakalı ve ısı borulu olmak üzere iki ayrı düzenek ile gerçekleştirilebilir.(Şekil 5.1) plakalı veya borulu olarak dizayn edilebilirler. Bu ekipmanlarda ısı değiştirici yüzeyin bir tarafından akan sıcak havanın enerjisi, yüzeyin diğer tarafından akan soğuk akışkana enerjisini, herhangi bir kütle yada akışkana aktarmadan direkt alınır. Bu tip ısı değiştiricilerde uygulanabilir verimlilikleri % 45 ile %65 arasında değişir.

5.2 Rejeneratif Isı Değiştiriciler

Rejeneratif ısı değiştiriciler döner tip metalik bir ısı transfer yüzeyine sahiptir. Bu matrisin sırasıyla sıcak ve soğuk hava akımlarıyla dönerek temas etmesi sırasında, ısı sıcak hava tarafından alınıp matris yüzeyinde depolanır ve soğuk hava akımına girdiği zaman depolanmış olan ısı bu hava akımına bırakılır. Bu tip ısı değiştiricilerde teorik olarak verim %90'lara kadar ulaşmakla beraber, optimum verimlilikleri %65 ila % 85 arasındadır. Higroskopik rotor yüzeyleri sayesinde , toplam ısı geri kazanımı yapabildiklerinden (duyulur + gizli) nem kontrolü proseslerinde avantajlıdır.

5.3 Kapalı Çevrim Sistemleri

Sıcak ve soğuk hava akımları içersine yerleştirilmiş üniteler arasındaki kapalı devre içersinde ısı taşıyıcı ortamın (akışkanın) tabi veya cebri olarak sirküle ettiği sistemlerdir. Isı taşıyıcı ortam (akışkan) sıcak hava kanalındaki ünite vasıtasıyla sıcak havadaki enerjiyi alarak , soğuk hava akımına bırakır. Bu tip sistemlerde teorik verim % 50 sıcaklık etkinliğine ulaşabilir. Optimal verimlilikleri % 30 ila % 50 arasında ulaşabilmektedir.

Üç kategoride toplanmış olan bu ısı değiştiricileri aynı zamanda aşağıdaki şekilde (Şekil 5.1) görüleceği üzere özel isimleri altında da sınıflandırabiliriz.

Endüstriyel ve konfora yönelik AHU ünitelerinde, havadan havaya enerji geri kazanımı için düşünülen bu tip ısı değiştiricilerin, işletme şartları önemli ölçüde içinde bulunulan sezonun hava şartlarına bağlıdır. Avrupa şartlarında sıcaklık sıklasının kışın - 30 ° C ile yazın 35 ° C arasında olduğu düşünülürse egzost havası sıcaklığı ile aralarında 10 ° C ile 50 ° C gibi çok küçük

sıcaklık farkı görülmektedir. Bu da havadan havaya enerji geri kazanım cihazlarının büyük yüzey alanına sahip olmasının sebebidir.



Şekil 5.1 Isı geri kazanım sistemlerinin sınıflandırılması (Güngören C., 1999)

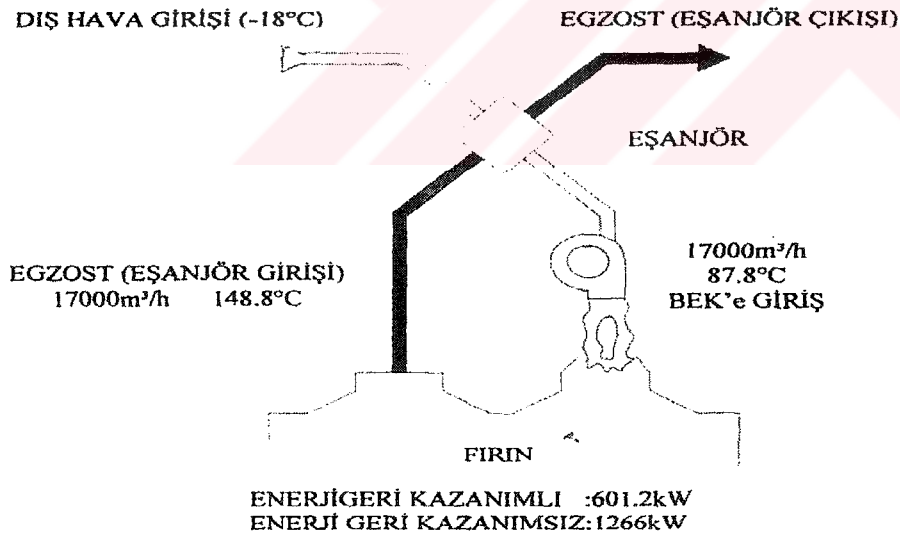
6. HAVADAN HAVAYA ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİNİN UYGULAMA ALANLARI

Bu uygulama alanlarını 3 temel başlık altında toplayabiliriz.

- Prosesten prosese enerji geri kazanım
- Prosesten konfora enerji geri kazanımı
- Konfordan konfora enerji geri kazanımı

6.1 Prosesten Proseşe Enerji Geri Kazanımı

Bu tür uygulamalarda ısı, proses egzost akımından alınarak taze hava akımına transfer edilir. 870°C mertebelerindeki egzost akımından bile enerji alabilecek gereçler geliştirilmiştir. Prosesten proseşe enerji geri kazanım cihazları genellikle yalnızca duyulur ısıyı geri kazanır, gizli ısı genellikle transfer edilmez (Nem transferi uygulanan prosesi bozucu etkiye sahiptir) % 70 duyulur ısı verimine sahip ve tipik kış şartları altında çalışan bir fırın uygulaması Şekil 6.1 de gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Prosesten proseşe duyulur ısı geri kazanım cihazı (Güngören C.,1999)

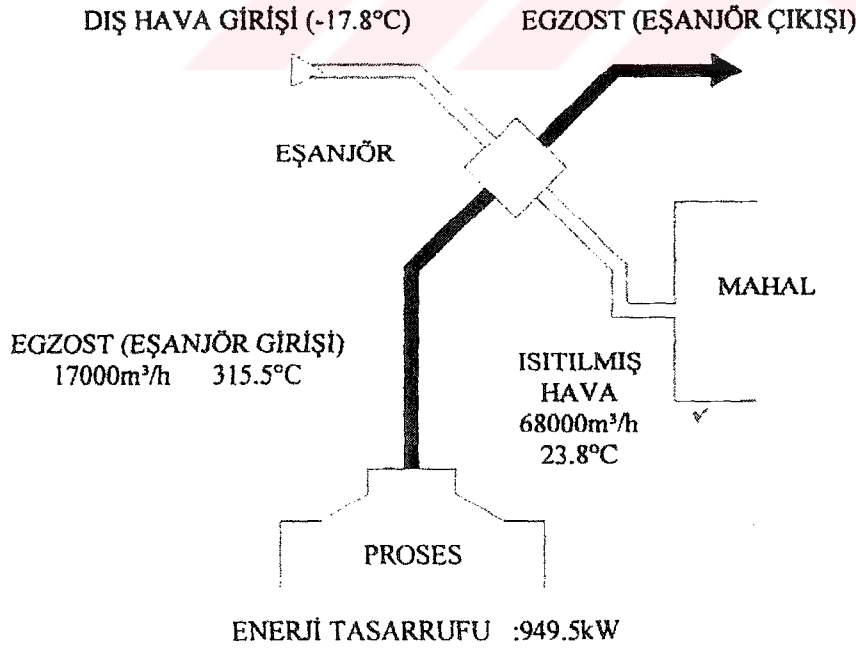
Proses egzostunda aşağıdaki noktaların etkisi uygun cihaz seçiminde etkilidir.

- Koroziflerin etkisi : Enerji geri kazanım uygulaması düşünülürken, ısı değiştiricinin proses çıkışı uygun imalat malzemesini gerektiren bileşenler içermelidir.

- b) Kondensin etkisi : Proses çıkışı soğuma ile enerji geri kazanım cihazında yoğuşmaya sebep olabilecek kadar yüksek bileşen çokluğu içerebilir.
- c) Kirleticilerin Etkisi : Eğer proses çıkışı özel kirleticiler veya yoğuşabilen bileşenler içeriyorsa ısı değiştiricinin temizlenebilir yapıda imal edilmesi gerekir. Hava ön filtreleme sistemine sahip ve/veya açık yapılı ısı değiştirici üretimine yönelme, temizleme periyodunu minimize etmek için düşünülebilir.
- d) Diğer ekipmanlar üzerine etkisi : Enerjinin proses çıkışından alınması, hava kirliliği kontrol maliyetini daha ucuza indirgeyerek veya elektronik çökticilerin verimini geliştirerek düşünülür.

6.2 Prosesten Konfora Enerji Geri Kazanımı

Bu tür uygulamalarda atık ısı bir prosesten alınarak bir bina veya hacim ısıtılmasında kullanılır. Tipik uygulamalar dökümhane, levha kaplama prosesleri, kağıt fabrikaları gibi ısıtılmış proses egzost sahip işletmelerle fazla miktarda hazır hava gerektiren sektörlerdir. Şekil 6.2 de böyle bir uygulamayı göstermektedir.



Şekil 6.2. Prosesten konfora duyulur ısı geri kazanım cihazı (Güngören C., 1999)

Prosesten proses enerji geri kazanım uygulamalarında amaç tam kapasiteyle ısının geri kazanılması olduğu halde, prosesten konfora enerji geri kazanımında ılık günlerde taze dış hava ve/veya ısıtılan hacim havasının aşırı ısınmasını önlemek için kontrol gereklidir. Ayrıca yaz aylarında da ısı geri kazanımı gerekmektedir. Bu nedenle yıl periyodunda proses-proses uygulamalarına göre, proses-konfor uygulamalarında daha az enerji geri kazanımı gerçekleşir. Proses egzostunda aşağıdaki noktaların etkisi uygun cihaz seçiminde etkilidir.

- a) Koroziflerin etkisi
- b) Kondensin etkisi
- c) Kirleticilerin etkisi

Prosesten konfora ısı geri kazanım cihazları genellikle duyulur ısıyı geri kazanır, hava akımları arasında nem transferi yapılmaz.

6.3 Konfordan Konfora Enerji Kazanımı

Bu tür uygulamalarda enerji geri kazanım cihazı, ılık günlerde binanın taze havasının entalpisini azaltırken, soğuk günlerde artırır. Bu ise taze hava ile egzost havası arasında bu cihazla gerçekleştirilen enerji transferi ile sağlanır. Yani hem yaz hem de kış uygulamalarında kullanılır.

Ticari ve endüstriyel geri kazanım ünitelerine ilave olarak küçük kapasiteli paket tip ticari ısı geri kazanan vantilatörler de (HRV) geliştirilmiştir.

Konfordan konfora enerji geri kazanım uygulamalarında kullanılan cihazlar iki ana grupta toplanabilir;

- a) Duyulur ısı geri kazanım cihazları
- b) Toplam ısı geri kazanım cihazları

a) Duyulur ısı geri kazanım cihazları :

Bu tip cihazlar egzost havasının çiy noktası sıcaklığı altında bir değere kadar soğutulması durumunda yoğuşma meydana geleceğinden bu tür durumlar haricinde, hava akımları arasında sadece duyulur ısıyı transfer etmek için kullanılır.

b) Toplam ısı geri kazanım cihazları

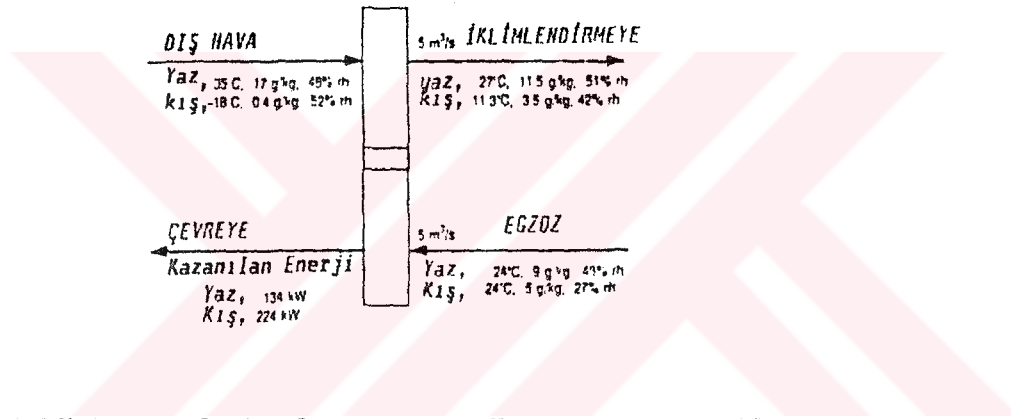
Hava akımları arasında hem duyulur hem de gizli ısıyı transfer ederler.

Şekil 6.4 ' de sadece duyulur ısı % 70 verimlilikte ileten bir cihazı, (Şekil 6.3) ise aynı şartlar altında çalışan, duyulur ve gizli ısıların her ikisini de ileten % 70 verimlilikte bir cihazı göstermektedir. Sistemler karşılaştırıldığında aynı yaz dizayn şartları altında toplam ısı transfer eden cihazın duyulur ısı cihazının üç katı daha fazla enerjiyi geri kazandırdığını, aynı kış dizayn şartlarında da % 25 daha fazla enerjiyi geri kazandırdığını görmekteyiz.

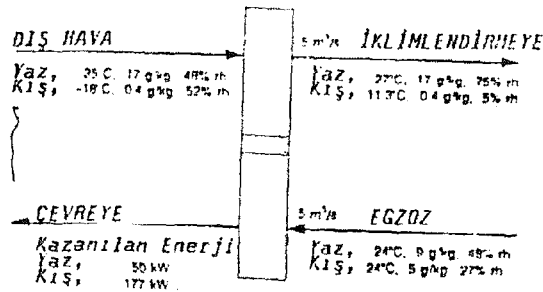
Bu işlemlerin, psikrometrik diyagramda görünümü ise Şekil 6.5 deki gibidir.

Proses egzostunda aşağıdaki noktaların etkisi uygun cihaz seçiminde etkilidir:

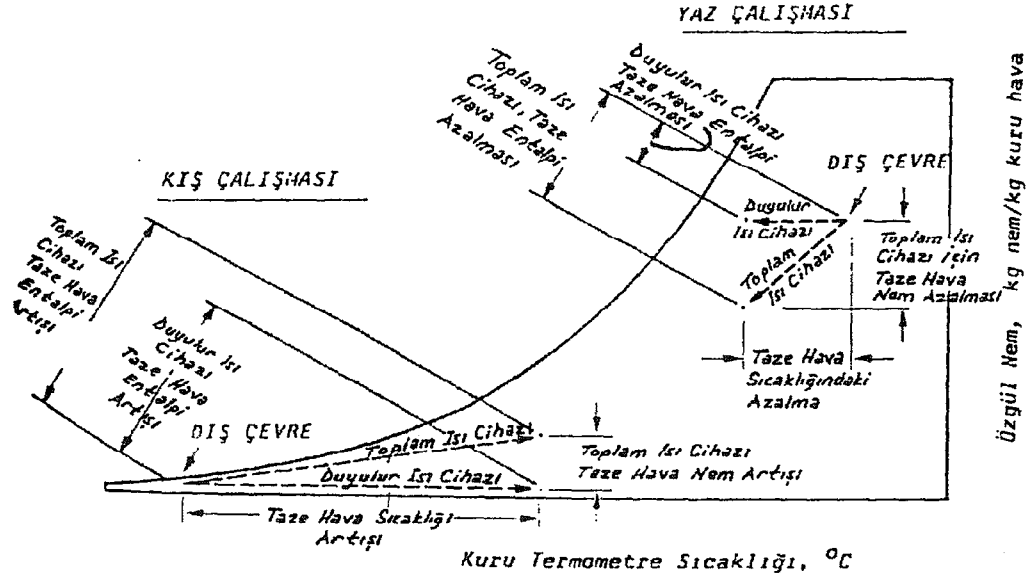
- Kirleticilerin etkisi
- Egzost havasının etkisi



Şekil 6.3 Konfor-konfor toplam ısı cihazı (Güngör A., 1998)



Şekil 6.4 Konfor-konfor duyulur ısı cihazı (Güngör A., 1998)



Şekil 6.5 Konfor-konfor duyulur ısı ve toplam ısı cihazları kış ve yaz çalışmalarının psikrometrik diyagramda gösterimi (Güngör, A., 1998)

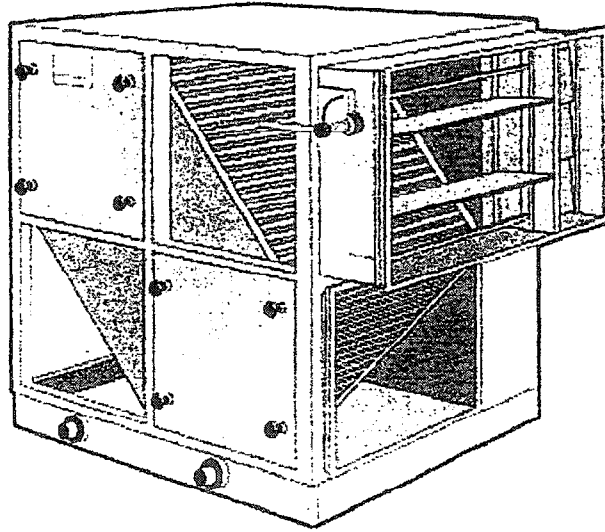
7. KLİMA SANTRALLERİNDE KULLANILAN HAVADAN HAVAYA ISI GERİ KAZANIM EKİPMANLARININ İNCELENMESİ

7.1 PLAKALI ISI GERİ KAZANIM CİHAZLARI

7.1.1 Genel Bilgi

Plaka demetini oluşturan her plakanın bir yüzü egzost, diğer yüzü ise taze hava ile temas halindedir. Egzost havasıyla plakaya geçen enerji, aynı anda plakanın diğer yüzü ile temas halinde olan taze havaya geçer. Uygulanabilir verimlilikleri % 45 ila % 65 arasındadır. Konforda kanal üstünde veya klima santrali içinde uygulanabilirler. Uygulamaları çok kolay olmasına karşın, nispeten yüksek tavanlı tavan gerektirmeleri dezavantajlarıdır. Basınç kaybı, verimlilik, uygulama kolaylığı ve işletme giderleri ile ilk yatırım maliyetleri dikkate alındığında, en yaygın kullanım tipi olarak karşımıza çıkar.

Havadan havaya enerji geri kazanım sistemlerinden sabit yüzeyli levha tipi (plakalı) ısı değiştirgeçlerin her hangi bir hareketli parçası yoktur. Plakalar ile egzost ve taze hava geçiş kanalları ayrılmış ve sızdırmaz hale getirilmiştir. Levhalar arası uzaklıklar $2,5 \div 12,5$ mm arasında, tasarım ve uygulamaya göre değişiklik gösterir. Isı direkt olarak ılık egzost akımı ile soğuk taze hava akımı arasında transfer edilir.



Şekil 7.1 Plakalı ısı geri kazanım cihazının görünümü (ASHRAE kitabı, Vol.9 No.6)

Normal olarak yoğuşma ile oluşan gizli ısı (ılık egzost hava akımının çığ noktası sıcaklığının altına düşmesi sonucu yoğuşması) ve duyulur ısı her ikisi soğuk (taze hava) akıma ayrılmış levhalar arasından iletilir. Böylece enerji transferi gerçekleşir, fakat nem transferi olmaz. Plakalı ısı geri kazanım cihazları, dizayn edilirken ve üretim esnasında teorik olarak düşünüldüğünde iki hava akımı arasında kaçak olmayan statik cihazlardır. Herhangi bir ısı taşıyıcı ikinci bir ortam ve soğutucu akışkan olmadığından (su gibi) sıcaklık dağılımı en geniş olan enerji geri kazanım üniteleridir.

7.1.2 Plakalı Isı Geri Kazanım Cihazının Tanımı ve Dizaynı

Plakalı IGK cihazları bir çok şekil, malzeme, boyut ve akış biçiminde bulunabilir. Bir çoğu modüler yapıda olup, bu modüller değişik hava hızları, verimlilik ve basınç oluşumu gereksinimlerinde oluşturulabilir. Levhalar kendileriyle bütünleşik kalıpta biçimlendirilmiş değişik şekilli çıkıntılarla aralarındaki mesafe korunarak plakaların ard arda ve birbirine 90° farklı gelecek şekilde, uçlarından kenetlenip bir taşıyıcı çerçeve içinde toplanmaları ile elde edilir. Hava akımı ayrımlarındaki sızdırmazlık kıvrıma, çoklu kıvrıma, yapıştırma, kaynak veya herhangi bir yöntemle (uygulama ve imalatçıya bağlı) sağlanır. Isı transfer yüzeylerini temizleme, ulaşma kolaylığı, imalat biçimiyle bağlantılıdır.

Bir imalat örneği verirsek, üst ve alt plakalar, ortadaki iki plakaya sağ ve sol' dan, ortadaki iki plaka ise birbirine, önden ve arkadan kenetlenmişlerdir. Böylece önden ve arkaya akan havanın enerjisinin, ortadaki iki plaka vasıtasıyla, soldan sağa hareket eden havaya aktarılması mümkün olabilmektedir. İki kanat birbirine, istenilen sızdırmazlık seviyesine göre, tek, ikili, üçlü, silikon destekli üçlü kenetler ile bağlanabilir.

Plakalı IGK cihazları akordeon benzeri bir yapıya sahiptirler. Aynı plakanın bir yüzünde taze hava, diğer yüzünde ise egzost havası teması vardır. İki hava akımı, plakalar birbirlerine zıt uçlarından sızdırmaz bir şekilde kenetlendiği için karşılaşmazlar ve karışmazlar.

Levhalar arasındaki ısı transfer direnci, levhaların iki tarafındaki hava akımı sınır tabaka direnciyle karşılaştırıldığında küçüktür. Isı transfer verimliliği levhaların ısı transfer katsayısını da esasen etkilemez.

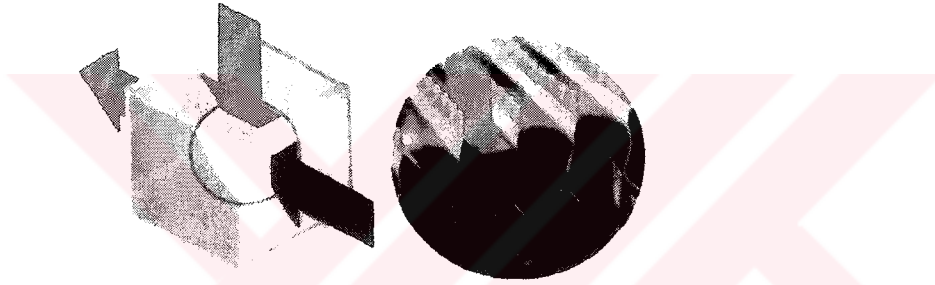
En yaygın konstrüksiyon malzemesi alüminyumdur. Bunun sebebi bu malzemenin kondüksiyon ısı iletim katsayısının yüksek olması değil daha ziyade korozyon direncinin düşük oluşu, imalat kolaylığı, yanmama, dayanıklılık ve maliyetinin düşük oluşudur.

Sıcaklığın 200°C 'ı geçmesi ve maliyetin bir anahtar faktör olmaması durumunda öteki alaşımlar özellikle epoxy kaplı alüminyum da kullanılabilir.

Paslanmaz çelik ve hatta cam, korozyon direnci gereksinimi durumunda uygun çözümler istediğinde kullanılabilir.

Plakalı IGK cihazları genellikle yalnızca duyulur ısı transfer eder ancak kraft türü malzemeler kullanıldığında (su çekme özelliği olan) gizli ısı (nem) transferi de gerçekleştirilebilir. Böylece toplam (entalpi) ısı değişimi sağlanır.

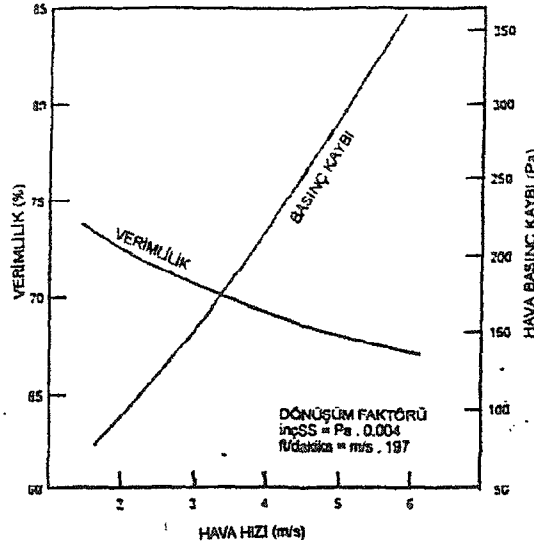
Konu başında belirtildiği üzere modüler olarak üretilen bu ünitelerin kapasiteleri 0,01m³/s + 4,7m³/s arasında olup 50m³/s 'yi aşan birleşimler de düzenlenebilir. Bu çoklu boyut ve birleşimlerle aşağı yukarı bütün hacimsel yerleşim ve verim gereksinimleri karşılanabilir.



Şekil 7.2 Plakalı ısı geri kazanım cihazının dizayn iç yapısı (Recuperator firması)

7.1.3 Etkinlik (Performans) Durumu

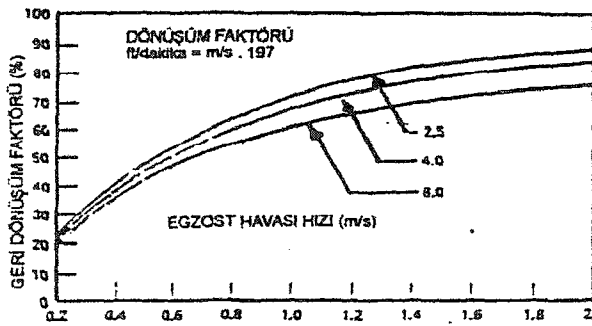
Plakalı IGK cihazı ekonomik olarak yüksek duyulur ısı geri kazanımı değerlerine ulaşabilir. Çünkü hava akımları arasında yalnızca levhalardan oluşan bir ısı transfer yüzeyi mevcuttur. Bu sebeple de ısı transfer kapasitelerini arttırmaları, kanat etkinliğine bağlı değildir. Şekil 7.3 de plakalı IGK cihazı için tipik bir etkinlik eğrisi verilmiştir.



Şekil 7.3 Sabit plakalı IGK cihazı için tipik basınç düşümü ve verimlilik eğrisi (Ashrae Yayını, 2000)

Plakalı IGK cihazları, diğer ısı değiştirici tiplerindeki gibi ikincil dirençler (örneğin sıvı pompalanması, gazların yoğuşma veya buharlaşması veya ısı transfer ortamının taşınması gibi) bulunmamaktadır. Bu yüzden verimlilikleri işletme sıcaklığından etkilenmemektedir.

Plakalı IGK cihazları (diğer havadan-havaya ısı değiştirgeçlerinde olduğu gibi) atık gaz (egzost) akımından taşınan enerjinin verimliliği Şekil 7.4 de görüldüğü gibi büyük oranda taze ve egzost hava akımları oranına bağlıdır.



Şekil 7.4 Dengelenmemiş akım için tipik geri kazanım faktörü (Ashrae Yayını, 2000)

Plakalı IGK cihazlarında etkinlik, hava hızı, kanat yüzey formu, kanat aralığı ve basınç kaybı ile ilişkilidir. Verimlilik hızı arttıkça hava hızı ve basınç kaybı düşecek, cihaz büyüyecek ve pahalılaşacaktır. Basınç kaybı arttıkça hava hızı artacak, cihaz küçülecek, ucuzlayacak fakat verimlilik düşecektir. Uygulamaya yönelik HVAC endüstriyel

tasarımlarında verimliliğin %55 civarında tutulması, basınç kaybında ise 300 Pa'nın aşılması önerilmektedir.

7.1.4 Basınç Düşümü - Akım Sızıntısı

Plakalı IGK cihazının avantajlarından birisi hava akımları arasında sızıntı olmamasıdır. Hızın artması durumunda iki hava akımı arasındaki basınç farklılığı üstel olarak artar. Yüksek fark basıncı ise yüzeyleri ayıran levhaları deforme eder ve ısı değiştiriciyi çok yönlü etkiler. Örneğin verimlilik, tasarım değerlerinin altına düşer ve aşırı hava sızıntıları meydana getirir. Bu belirtilen konu normalde bir problem değildir çünkü bir çok uygulamada diferansiyel basınç farkı 1 kPa 'dan daha azdır. Yüksek hava hızları, yüksek statik basınçlar veya her ikisinin gerektiği durumlar için, bu koşulların hepsini sağlayabilen ısı değiştiriciler seçilmelidir. Teorik olarak incelendiğinde basınç düşümü gaz sıcaklığının ve akan kütle miktarının fonksiyonudur. Tanımlanan bir R faktörüne bağlı olarak havanın basınç düşümünü gösteren grafikler mevcuttur.

7.1.5 Faz Değişimi

7.1.5.1 Egzost Hava Akımı İçerisinde Yoğuşma :

Kurutma fanları, sertleştirme fırınları, yüzme havuzları, büyük mutfaklar gibi bir çok ısı geri kazanım sistemi yüksek nemli egzost gazları ile çalışır. Plakalı IGK cihazlarında, diğer ısı değiştiriciler gibi ısıtılacak havanın yoğuşma gizli ısısından faydalanır. Alınan taze havaya egzost tarafında yoğuşan her kg nem için 500 kj enerji transfer edilir.

Plakalı IGK cihazları çoğu yoğuşan sıvıyı aktaracak sistemlerle donatılmıştır. Bu sistemler yoğuşan sıvıyı akıttığı gibi sulu yıkama sistemi kullandığında bu atık suyu da uzaklaştırır.

Geri kazanılan ısı yüksek nemli egzost akımına sahip bir mahale veya prosese geri veriliyorsa; taze hava akımında nem istendiği durumlarda; duyulur ısı geri kazanım cihazı kullanmak daha iyidir.

7.1.5.2 Donma ve Buz Oluşumu :

Plakalı IGK cihazları, konfor havalandırması yanında, endüstriyel ve proses uygulamalarında da yaygın olarak kullanılırlar Bu tür uygulamalarda kirlilik ve buzlanma çok daha büyük önem taşımaktadır. Hiç şüphesiz, kullanılacak filtreler ve filtre bakımı sayesinde kirlenme tehlikesinden korunmak mümkündür. En az kirlilik kadar hatta daha önemli ikinci tehlike

buzlanmadır. Buzlanma başlangıcı ve süresi, ne uygulayıcının ne de kullanıcının insiyatifinde olmadığına göre, buzlanmaya karşı daha ciddi çözümler üretilmesi, tedbirler alınması gerekir. Bu uygulama için geliştirilmiş ve lisans altına alınmış değişik metotlar mevcuttur. Ancak genelde uygulanan 2 yol vardır . Birincisi buzlanmanın önüne geçmek, diğeri ise oluşan buzun belirli ikaz ve aralıklarla, değişik metotlar kullanarak eritmektir. Buzun oluşumunu önlemek yada oluşmuş buzun eritilmesini sağlamak için, plakanın ne zaman, neresinde, ne kadar hız ile buz oluşacağını bilmesi gerekmektedir.

7.1.5.2.1 Plakada Buz Oluşumu ve Bu Oluşumun Engellenmesi

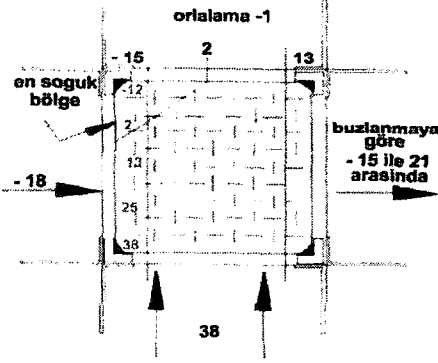
Buzlanmanın oluşması için ilk kural bir yoğuşma yani su olmasıdır. Yoğuşma için ilk kural ise, havanın bulunduğu noktadan çığlenme noktasına kadar soğumasıdır. Havanın içindeki nem plaka yüzeyinde yoğuşacak, yoğuşan su zerreciği donma noktasına kadar soğur ise buz olacaktır. Buz, doğal olarak plakanın en soğuk bölgesinde oluşacak, herhangi bir önlem alınmadı ise plakanın tüm yüzeyine yayılacaktır. Soğuk havaya en yakın, sıcak havaya en uzak yer plakanın en soğuk bölgesidir.

Şekil 7.5. de verilen örnekte yukarıdaki tanımlamaya uygunluğu ile sol üst köşe, plakanın en soğuk yani buzlanmanın ilk başlayacağı bölgedir. Örnek sıcaklık değerlerini psikrometri de dahi incelemeden, hem yoğuşma olacağı, hem de yoğuşma sularının kısa sürede buza dönüşeceği açık olarak bellidir. Isı geri kazanım esprisini ortadan kaldırmadan yoğuşmanın önüne geçmek mümkün olmadığına göre izlenecek iki yol vardır;

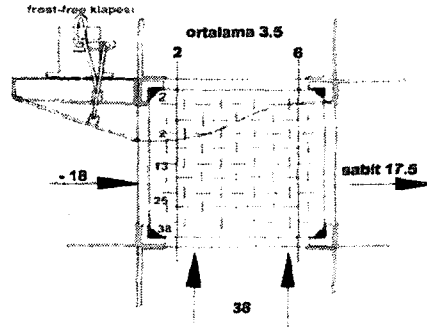
Buzlanma oluşmasının önüne geçmek, yani en soğuk bölgedeki plaka yüzey sıcaklığını 0 °C civarına yükseltmektir.

İkinci yolda ise, buzlanmaya belirli bir süre buzlanma var ve seviye için izin verilir, o sınırdan sonra buz eritme işlemine geçilerek, tüm ısı geri kazanım cihazının buz kaplanması önlenir. Tartışmasız tercih edilecek uygulamanın birinci yol olduğu ortadadır. En soğuk köşedeki plaka yüzey sıcaklıklarının yükseltilmesi için Şekil 7.6 gibi bir düzenek kullanılabilir. Sıcak havadan en uzak köşeye giren soğuk hava akımı, bir klape ile kesilerek plaka yüzey sıcaklığı 0 °C ye yükseltilip donma önlenir. Bu işlem sıcaklık sensörü ve motor yardımıyla otomatik olarak sürdürülür. Ancak, ısı geri kazanım cihazının ısı transfer yüzeyinin bir kısmının pasifize edilerek kullanılmadığı dikkatten kaçırılmamalıdır. Bu nokta fazlasıyla önemlidir. Bu sebeple ısı geri kazanım cihazında bir verimlilik ve kapasite kaybı olmaktadır. Bu kayba rağmen, şu ana kadar

uygulanabilen en yüksek verimli donma önleme sistemlerinin birincisidir. Bu düzeneğe Amerikan AEX Heat Exchangers Firması lisansındadır.



Şekil 7.5 Plakada buz oluşum bölgesi (Enventus Firması)



Şekil 7.6 Plakalarda buz oluşumunun engellenmesi (AEX Heat Exchangers Firması)

7.1.5.2.2 Buz Eritme Teknikleri:

Oluşan buzların eritilmesi için yapılan uygulamalar 3 ayrı başlık altında toplanabilir.

7.1.5.2.2.1 Soğuk Hava Akımını Kontrol Etmek:

Sistem, düz plaka vasıtasıyla, ısı değiştiriciye giren soğuk havanın önlenmesi ilkesine dayanır. Daha önce tanımlanan en soğuk ve buzlanma oluşmuş bölgedeki soğuk hava akımı durdurulduğunda, diğer taraftaki sıcak hava akımı oluşan buzlanmayı çözer. Bu uygulama, verimlilik kaybı yönünden en avantajlı olanıdır. Ancak, uygulamanın başarılı olabilmesi için, uygulamanın yapıldığı yerdeki hava şartları ideal olmalıdır. Mesela, -5 °C sıcaklıktaki soğuk hava etkisi ile oluşmuş buz, bu soğuk havanın etkisinden kurtulup 22 °C deki sıcak hava etkisine girdiğinde derhal eriyecektir. -15 °C veya daha soğuk bir hava akımı ile çalışan bir uygulamada aynı başarıyı elde etmek çok daha zordur.

7.1.5.2.2.2 Basınç Farkı Hissedici ile

Soğuk (taze - dış) ve / veya sıcak (return -egzost) hava akımlarının ısı değiştirici üzerindeki basınç kayıp farklarının izlenmesi ilkesine dayanır. Özellikle egzost havasının ısı değiştirici giriş ve çıkış basınç farkı uygun bir sensör ile izlenir. Sensör önceden belirlenmiş bir değere set edilmiştir. Buzlanma başladığı andan itibaren, ısı değiştirici yüzeyinde oluşan buzların yarattığı kesit daralması sebebiyle, basınç kaybı farkı değişecektir. Bu basınç farkı set edilen değere (izin verilen buzlanma sınırına) geldiğinde, sensör taze (soğuk -supply) hava fanını

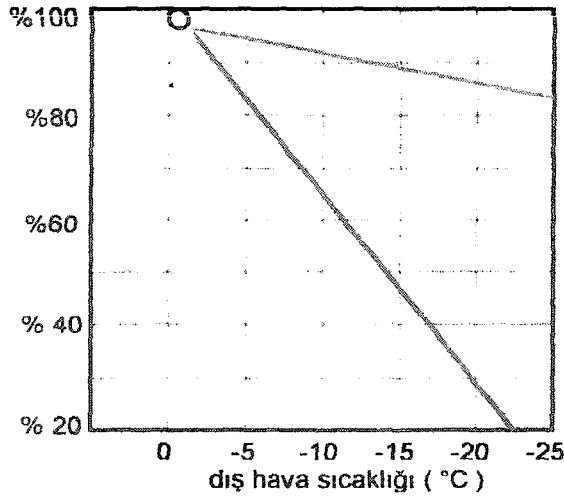
durduracak, egzost havası oluşan buzlu çözecektir. Taze hava fanı, zaman kontrol cihazı veya aynı sensör yardımı ile tekrar çalıştırılabilir.

7.1.5.2.3 Yüzey ve By-Pass Damperleri ile :

Isı değiştirici üzerinden geçen soğuk hava miktarının kontrol edilmesi esasına göre çalışır. Yine basınç farkı veya donma termostadı ile hissedilen buzlanma, belirli bir seviyeye ulaştığında, ısı değiştirici yüzeyini kontrol eden soğuk hava damperini kısarken by-pass damperini açacaktır. Plakalar üzerinden geçen soğuk havanın azalması yada tamamen durması, sıcak hava akımının buzları çözmesi için yeterli olacaktır.

Her üç uygulama da, oluşan buzların eritilmesi amaçlıdır. Hangi teknik kullanılır ise kullanılsın, buzların eritilmesi (defrost) anında ısı geri kazanımı durmakta hatta tersine çalışmaktadır. Bu durum dikkate alınarak, hem defrost tekniği, hem de defrost süresi çok iyi seçilmeli ve düzenlenmelidir.

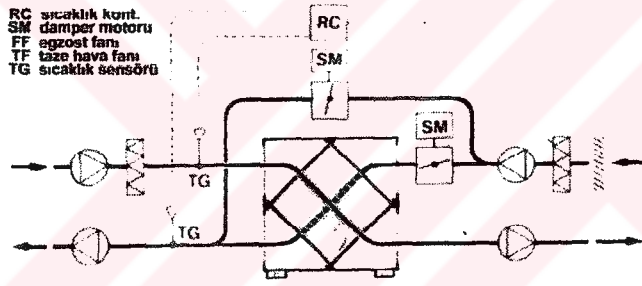
Şekil 7.7 de " y " ekseni, " x " eksenine yerleştirilmiş dış hava sıcaklığına göre düzenlenmiş, "buz nleme" verimliliğini göstermektedir. Grldği gibi dış hava sıcaklığı soğudukça, Bölüm 7.1.5.2.2.1' de anlatılan sistem önemli bir üstünlük sağlamaktadır. Soğuk havanın, ısı değiştirici en soğuk bölgesinden kontrollü geçirilmesi, adeta hiç buzlanmaya sebep olmadan yüksek verimlilik ile çalışmayı mümkün kılmaktadır. By pass damperli sistem çok verimsiz görünmekle birlikte, damper motor kumandası basınç farkı sensörüne bağlanarak, Bölüm 7.1.5.2.2.2 ve 7.1.5.2.2.3 uygulamaları karması ile bu olumsuzluk ortadan kaldırılabılır.



Şekil 7.7 Buz nleme verimliliği-dış hava sıcaklığı grafiği (AEX Heat Exchanger bülteni)

- Turuncu : Soğuk hava akım kontrolü (en üstteki)
 Mavi : Basınç farkı hissedicisi (ortadaki)
 Yeşil : yüzey ve by-pass damperi (en alttaki)

Yukarıya göre AEX lisansında bulunan sisteminin pahalı sistem olduğu ortadadır. Bu yüzden de yalnızca mecbur kalındığı durumlarda kullanılırlar. AEX Firması, bu mecburiyet sınırını $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ den daha soğuk dış hava şartları için vermekle birlikte, $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ den daha soğuk yerler için de öneri şeklinde bildirmektedirler. $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ye kadar olan dış hava sıcaklıkları için buz oluşumu önleme sistem ve düzenekleri uygulaması çok büyük avantajlar getirmemektedir, ilk yatırım maliyetleri ve işletme giderlerinin yüksek olmaları sebebi ile yatırım geri dönüşleri oldukça uzundur. Belirtilen dış hava sıcaklık limitlerine kadar, buzlanma önleme sistemi yerine, buz eritme sistemleri kurulması çok daha ekonomik ve verimli olmaktadır. Konfor uygulamaları için buzlanmanın $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ dış hava sıcaklığında başladığı dikkate alınır ise, basınç farkı hissedicisinden kumanda alan yüzey ve by-pass damperleri ile buz eritme sistemi idealdir.



Şekil 7.8 Fan yerleşimi, sıcaklık kontrolü ve by-pass uygulamasının şematik gösterimi (Econovent - Munters , Nisan 1976 , teknik bülten yayını)

7.1.6 Fan Yerleşimi ve Sıcaklık Kontrolü ile By-pass Uygulaması :

Plakalı-çapraz akımlı ısı değıştirciler ile AHU içinde IGK uygulamalarının büyük çoğunluğunda iki katlı AHU lar kullanılmaktadır Özel bazı durumlar için, tek katlı fakat "L" şeklinde dizayn edilmiş AHU da tasarlanılabilir. Taze hava ve dönüş havası fanları, fan tipleri ve motor güçleri doğru seçilmek kaydı ile, santral üst veya alt bölümüne yerleştirilebilir. Yerleşim yeri ısı geri kazanım uygulaması için önemli ve fonksiyonel değildir.

Kapalı hacimlerde istenilen hava şartları yaz veya kış mevsimleri için çok büyük farklılıklar göstermez. Bu şartlar 20 ile $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık ve $\% 45$ ile $\% 55$ RH civarındadır. Ancak aynı şeyi dış hava şartları için söylemek mümkün değildir. Dış hava şartlarının belli mevsim ve dönemlerde, yaratılmak istenilen iç hava şartlarına çok benzediği de bilinmektedir. Bu gibi

dönemlerde IGK mümkün olmayacağı da ortadadır. Hatta taze havanın şartlandırılmasına da (ısıtma, soğutma, nem kontrolü) gerek yoktur. Dışarıdan alınan taze hava filtre edilerek direkt mahallere verilebilir. Böyle bir durumda, özellikle taze hava, IGK cihazı üzerinden geçirilmeden mahallere verilmelidir. Bu uygulama sayesinde, hem taze hava fan motorunun daha az enerji sarfetmesi, hem de havanın fan motoru üzerinde ısınması (fan yerleşimlerine göre etüt edilmelidir) önlenmiş olacaktır. AHU üstünde bu uygulamanın gerçekleştirilebilmesi için; Bir by-pass damperi ve kanalına, IGK devresi kesme damperine, dönmüş havası ile IGK cihazından çıkan taze hava sıcaklığını okuyan sensörlere, bu sıcaklıkları yorumlayan sıcaklık ünitesine ve damper motorlarına ihtiyaç vardır. Sıcaklık sensörleri yanına nem sensörleri de ilave edilerek, uygulama daha konforlu hale de getirilebilir. Değişik senaryolar yaratılması mümkün olmakla birlikte genel kullanım şöyledir. Şekil 7.8'de görüldüğü üzere TG sensörlerinin okuduğu sıcaklıklar RC ünitesi tarafından değerlendirilir. Bu iki sıcaklık, RC ye set edilmiş değer kadar birbirine yakınlaşır ise, RC ünitesi, damper motorlarına yolladığı sinyal ile SM damperlerinin birini kısarken diğerini açar. IGK cihazı üzerinden geçen hava azalırken, taze hava by-pass kanalı üzerinden direkt mahallere gönderilir.

Normalde IGK cihazı yüzeylerini kirlenmelere karşı korumak üzere zaten ihtiyaç duyulan hava filtreleri yukarıdaki uygulamada daha büyük önem kazanırlar. Şayet AHU üstünde veya havalandırma uygulamasında yukarıdaki gibi bir otomasyon düşünülüyor ise filtre hücresi özellik kazanmaktadır. Mahallerde istenilen koşulları sağlamak için gerek duyulan ön-son filtre sistemi, taze havanın alındığı ilk noktaya konulmalıdır. Klasik uygulamalarda IGK cihazı EU 2 - EU 3 sınıfı bir filtre ile korunabilir. Ana filtreler ise genellikle IGK cihazı sonrasına, soğutma eşanjörü öncesine - filtre hücresine yerleştirir. Böyle yapıldığı takdirde, ısı geri kazanım cihazının devre dışı bırakıldığı geçiş dönemlerinde, mahallere filtre edilmemiş taze hava gönderilmiş olacaktır. Her konfor havalandırması uygulamasında, mevsimsel geçiş dönemlerinin mutlaka olacağı bilindiğine göre, şöyle bir öneri yapılabilir. Gerçekleştirilen havalandırma sisteminde ısı geri kazanımı uygulanıyor ve sistemde geçiş dönemi by-pass tertibatı yer alıyor ise, prosesin ihtiyaç duyduğu tüm filtreleri taşıyan filtre hücresi, taze hava ilk giriş noktasına yerleştirilmelidir.

Yukarıda tanımlanan otomasyona " filtre kirlilik kontrol ve alarm " sistemi eklenilmesi de mümkündür. Filtrenin ilk giriş ve filtrelerden çıkış noktalarındaki basıncı algılayıp, aradaki farkının değişmesini kontrol eden bir ekipman ile basitçe uygulanabilir. Filtre kirlendikçe direnci ve basıncı yükselecektir.

7.2. DÖNER (ROTORLU) TİP ISI GERİ KAZANIM CİHAZLARI (ISI TEKERİ)

7.2.1 Genel Bilgi :

Döner tip ısı geri kazanım cihazları (ısı tekeri, döner rejeneratörler) çok geniş iç yüzey alanlı hava geçirgen bir ortamla doldurulmuş döner bir silindire sahiptir. Isı tekerinde yan yana olan taze ve egzost akımları, cihazın herhangi bir yarısında ve zıt yönlü olarak akar.

Isı transfer ortamı (ısı depolama matrisi) hava hareketine paralel üçgen pasajlarda meydana gelir. Dönme hareketi esnasında egzost havasının geçtiği yarım dairedeki matrisler sıcak ve nemli havadaki ısı ve nemi depolar. Dönme hareketinin devam etmesi sonucu bir süre sonra aynı matris soğuk ve daha az nemli taze hava yarım dairesine girer ve bu akıma depoladığı ısı ve nemi verir. Dönme hareketinin devamıyla da çevrimi tekrar egzost havası yarım dairesinde tamamlar.

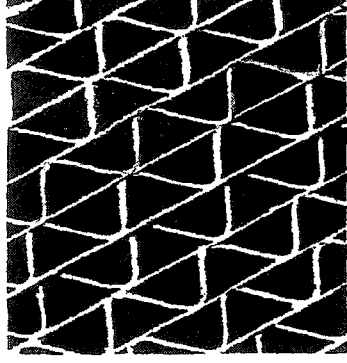
Egzost havası olarak genellikle çürük gazlar, baca gazları, azot, hava ve benzeri akışkanlar kullanılmaktadır.

Döner tip ısı değiştiriciler çok değişik kullanım alanlarında, çok değişik yüklerde kullanılırlar. Elektrik güç üretim istasyonlarında (termik santrallerde), termal enerji kaynaklarının ısı geri kazanım ünitelerinde, gaz türbinlerinde, ısıtma-havalandırma ve klima santrallerinde, dışarı atılan sıcak havadan ısıyı geri kazanmak amacıyla kullanılırlar.

Döner tip ısı değiştiricilerde kullanılan, dört ayrı tip matris vardır. Birincisi paslanmaz çelik veya alüminyum tellerin sıkı sıkıya ağ şekline getirilmesi ile imal edilir. İkincisi, metal plakaların fabrika ortamında proseslerle, değişik şekillere sokularak paralel akım pasajları oluşturularak meydana getirilen matrislerdir. Üçüncüsü, seramik malzemeden bal peteği şeklinde yapılan laminer matristir. Bu tür matrisler yüksek sıcaklıklarda kullanılır. Dördüncü tip ise, nem alış-verişi yapabilen ve havadaki özgül nemi üzerine alarak soğuk akışkan tarafına veren, bu sayede gizli ısıyı da transfer edebilen hiksroskopik ısı tekeridir. Bu tür tekerler havanın içindeki su buharını, kendi üzerinde bulunan ve nem almaya yarayan hiksroskopik maddeler tarafından absorbe ederler. Tekerleğin dönmesi sonucu, soğuk akışkan bölümüne geçen yüzey, üzerindeki suyu soğuk akışkana verir. Bu sayede suyun gizli ısısından da yararlanır.

Dr. Stirling (1816), hava ısıtma cihazlarında ısı değiştirgeçlerinin kullanılması ve bunların imal edilmesini önermiştir. Isı değiştiriciler, hava ısıtıcı ünitelerde ön ısıtıcı olarak kullanıldığında, bunların daha sıkı bir yapıda olmaları ve basınç kayıplarının düşük olması

gerektiği anlaşılmıştır.



şekil 7.9 Döner tip ısı değiştiricinin kesidi (Güngören C., 1999)

Genellikle dakikada 10 defa dönecek şekilde dizayn edilen rotorlar (Isı tekerleği) ile % 90-95 ısı verimlilik oranına çıkabilmekle beraber, uygulanabilir optimal verimlilikleri % 65 ila %85 arasındadır. Higroskopik rotor dolguları sayesinde toplam ısı geri kazanımı (duyulur + gizli) yapmaları sebebi ile nem kontrolü proseslerinde avantajlıdır. Rotor dönüş hızının kontrol edilebilmesi sayesinde, değişen egzost ve taze hava sıcaklıklarında dahi yüksek ve sabit verimlilik ile çalıştırılabilmeleri mümkündür. 500 ila 5000 mm çaplar arasında üretimi yapılabilmektedir.

7.2.2 Döner Tip Isı Değiştiricilerde Duyulur ve Gizli Isı Transferi

Döner tip ısı değiştiricilerde duyulur ısı, sıcak akışkan matris içinden geçerken, ısısını bu yüzeye bırakması ve rotorun dönmesi ile ısıyı depolamış yüzeyin soğuk akışkan tarafına geçerek, ısıyı soğuk akışkana vermesi ile gerçekleşir.

Gizli ısı ise, nemin matrisin higroskopik yüzeyleri tarafından absorbe edilerek, daha düşük nem potansiyeli taşıyan diğer akışkana transfer edilmesi ile gerçekleşir. Bu sayede bağıl nemi yüksek bir yerde soğutma yapılması durumunda, taze hava içinde bulunan su partikülleri, döner tip ısı değiştirici yardımıyla ekzost havasına taşınarak, içeri daha az bağıl neme sahip havanın girmesine olanak tanır. Tersisi durumunda, yani bağıl nemi düşük bir ortamda yine ekzost havasından alınan nem, taze havaya karıştırıldığından, nemlendirici kapasitesi azalacaktır.

Yüzey malzemesi higroskopik maddeler ile kaplanmamış matrislerde nem transferi ancak, sıcak havanın çiğ noktası sıcaklığının altındaki bir hava ile soğutulması ile mümkündür. Soğuk

akışkan sıcaklığı, diğer tarafta bulunan havanın çığ noktası sıcaklığından düşük olması durumunda, matris malzemesi sıcaklığı çığ noktası sıcaklığının altına düşecektir. Sıcak akışkan içinde bulunan su partikülleri, çığ noktası sıcaklığının altında bir yüzeyle karşılaştığında, burada yoğuşacak ve bu su partikülleri soğuk akışkan tarafına taşınacaktır.

Böyle bir durumun oluşması ve yüzeyde oluşan kondensin korozyona neden olacağı ihtimali göz ardı edilmemelidir.

7.2.3 Prosesin Psikrometrik Diyagramda İncelenmesi

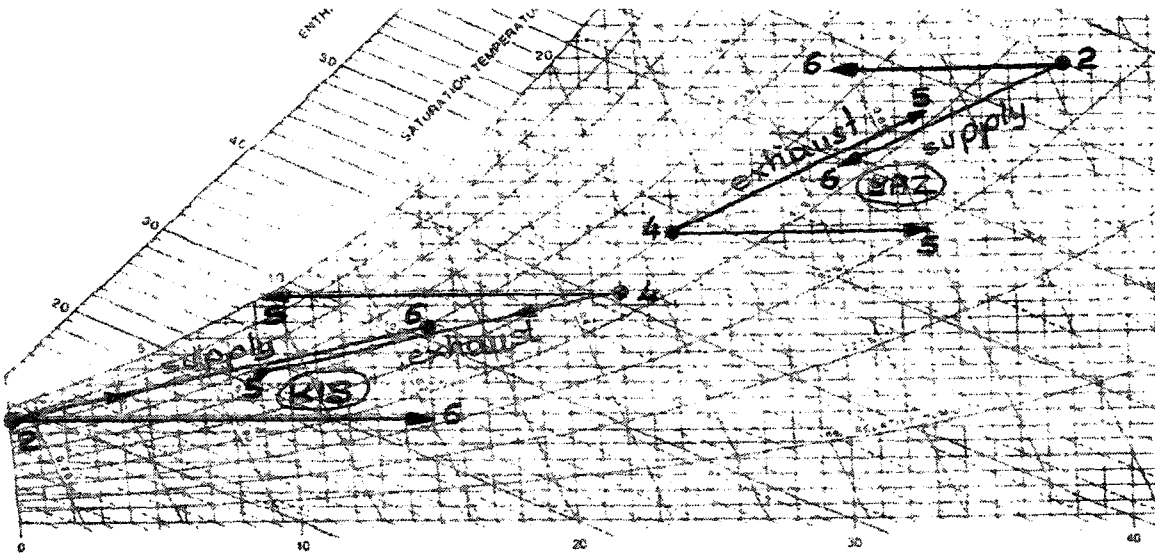
Higroskopik yüzeyli döner tip ısı değiştiricilerde, egzost ve taze hava şartlarının değişimi, matrise giriş şartları arasındaki doğru üzerinde olur. Sadece duyulur ısı transfer edilen döner tip ısı değiştiricilerde, egzost ve taze hava matrise giriş şartlarındaki özgül nem doğrusu üzerinde hareket eder. Eğer yüzeylerde yoğuşma olur ise, prosesin gelişimi işletme şartlarına göre değişim gösterir. Şekil 7.10' da higroskopik olan ve olmayan matrislerde hal değişimi gösterilmiştir.

7.2.3.1 Yaz işletmesi

Şekil 7.10'da görüldüğü gibi higroskopik yüzeyli döner tip ısı değiştiricilerde, egzost havasının şartlarına bağlı olarak, taze havanın hem sıcaklığı hem de nemi düşürülür. Higroskopik olmayan matrislerde ise sadece sıcaklık düşer.

7.2.3.2 Kış işletmesi

Higroskopik yüzeyli döner tip ısı değiştiricilerde, nem transferi ile taze havanın nemlendirilmesi işleminin bir kısmı sağlanır. Buda nemlendirici ünitesinde kapasite azalmasına neden olur. Oysa higroskopik olmayan döner tip ısı değiştiricilerde, yaz şartlarına benzer bir şekilde değişim, aynı özgül nem doğrultusunda gerçekleşir. Higroskopik olmayan matrisler 0°C da, yoğuşma meydana gelse bile don riski olmaksızın, %45 nem etkinliği ile çalışabilirler.



Şekil 7.10 Higroskopik olan ve olmayan döner tip ısı değıştiricilerde hal değışimi (İmmak firması, 2002)

7.2.3.3 Don Olayı

Higroskopik olan döner tip ısı geri kazanım cihazlarında, egzost ve taze hava şartlarını birleştiren doğru, $\phi=1$ eğrisini keserse don olayından bahsedilebilir. Pratikte ;

$$t_m = \frac{t_{11} + t_{22}}{2} \geq 0 \quad (7.1)$$

t_m = Ortalama sıcaklık

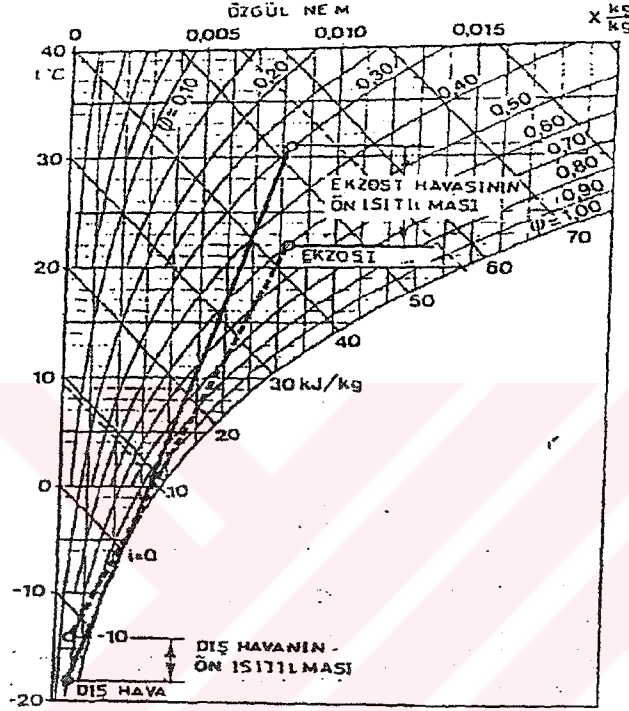
t_{11} = Matrise giren egzost havası sıcaklığı

t_{21} = Matrise giren taze hava sıcaklığı

$t_m > 0$ olma durumunda don tehlikesi yoktur denir. Bu yaklaşım, kaba bir yaklaşım olup, giriş-çıkış havasının şanlarına göre bunun sağlanmadığı durumlar söz konusudur.

Higroskopik olmayan matrislerde bu durum daha karışık. Hava hızı, ısı değıştirici etkinliği ve dış hava sıcaklığının sürekliliği gibi faktörler etkilidir. Isı değıştirici yüzeyinde birikecek buz miktarı, taze hava sıcaklığına, egzost havasının nem oranına, ısı değıştirici etkinliğine ve don şartlarının sürekliliğine bağlı olarak değışir. Genellikle ilk olarak don, egzost hava akımının matristen çıkış yüzeyinde görülür. Don şartlarının şiddeti ve sürekliliği hem kalınlık hem de derinlik yönünde ilerler. Eğer önlem alınmazsa hava akımını tamamen kesebilir.

Çiğlenme ve buzlanma oluşumu, ısı değıştircilerde basınç düşümünün artması ile anlaşılır. Önlem olarak, taze havanın ön ısıtılması (ısıtıcı batarya, elektrikli ısıtıcı vb.) veya ısı değıştircide geri kazanılan enerji miktarının azaltılması yapılabilir. Isı değıştircide geri kazanılan enerji: matrisin dönme hızının düşürülmesi veya soğuk taze hava akımının bir kısmının matris çevresinde dolaştırılması ile (by-pass) kontrol edilebilir. Şekil 7.11'de Higroskopik döner tip ısı değıştirci don riski olmaksızın çalışabilir.



Şekil 7.11 Döner tip ısı geri kazanım cihazı, duyulur ve toplam ısı değıştircilerinde don olayı (Güngören C., 1999)

7.2.4 Etkinlik

Gerçekte transfer edilen ısı miktarının, elde edilebilecek maksimum ısı transfer miktarına (teorikte) oranına etkinlik denir. Matrise giren-çıkan hava debileri eşit olduğunda, sıcaklık ve nem etkinlik değerleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\text{Taze hava sıcaklık verimliliği} : \eta_{t2} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad (7.2)$$

$$\text{Taze hava nem verimliliği} : \eta_{x2} = \frac{x_{22} - x_{21}}{x_{11} - x_{21}} \quad (7.3)$$

t_{11} : Matrise giren egzost havası sıcaklığı (°C)

t_{12} : Matristen çıkan egzost havası sıcaklığı (°C)

t_{21} : Matrise giren taze hava sıcaklığı (°C)

t_{22} : Matristen çıkan taze hava sıcaklığı (°C)

x_{11} : Matrise giren egzost havasının özgül nemi (g/kg-kuru hava)

x_{12} : Matristen çıkan egzost havasının özgül nemi (g/kg-kuru hava)

x_{21} : Matrise giren taze havanın özgül nemi (g/kg-kuru hava)

x_{22} : Matristen çıkan taze havanın özgül nemi (g/kg-kuru hava)

Higroskobik döner tip ısı değiştiricilerde, maksimum dönme hızında ve eşit kütle akımında;

$$\epsilon_{t1} = \epsilon_{t2} = \epsilon_{x1} = \epsilon_{x2} \quad (7.4)$$

Higroskobik döner tip ısı değiştiricilerde, maksimum dönme hızında ve eşit olmayan kütle akımında;

$$\epsilon_{t1} = \epsilon_{x1} \quad ; \quad \epsilon_{t2} = \epsilon_{x2} \text{ olur.} \quad (7.5)$$

Higroskopik olmayan döner tip ısı değiştiricilerinde, maksimum dönme hızında ve eşit kütle akımında;

$$\epsilon_{t1} = \epsilon_{x1} \quad ; \quad \epsilon_{t2} = \epsilon_{x2} \text{ olur.} \quad (7.6)$$

7.2.5 Performans

Döner tip IGK cihazının performansı cihazın verimliliği ve basınç kayıpları ile tanımlanır. Bir çok enerji geri kazanım uygulaması için cihaz yüzey hızı 2,0 m/s ila 4,0 m/s arasında değişir. Düşük cihaz yüzey hızları; daha az basınç kaybına, yüksek verimliliğe ve düşük işletme maliyetlerine bunun yanında yüksek yatırım maliyetlerine, büyük ölçekli ünitelere ve montaj yerlerine gerek duyar. Yüksek IGK cihaz yüzey hızlarında ise durum tam tersidir.

Değişik ortam tipleri için 2,5 m/s'de basınç kaybı 100 Pa ÷175 Pa arasında değişir. Döner tip IGK cihazları 115.000 m³/h kapasiteye kadar tek üniteler halinde üretilir. Montajı, nakliyesi ve taşıma zorluklarından dolayı çapları 4250 mm'den daha büyük olamaz. Çoklu üniteler büyük tek sistem kapasitesi oluşturmak için kullanılır. Çalışma sıcaklıkları -60 °C +800 °C arasında değişir. Yatay olarak monte edildiğinde 2400 mm'den daha büyük çaplı üniteler, ağırlıkları ve boyutlarından dolayı özel yapısal tasarımlar gerektirir. 4250 mm çaptan büyükler ise üretilmez.

7.2.6 Konstrüksiyon

Şekil 7.15'de döner tip ısı değiştiriciye ait bölümler görülmektedir. Isı değiştiricide hareketi sağlayan elektrik motoru, şaft, yataklama merkezi, hareketi ileten kayış-kasnak ve bunları içine alan ana gövde bulunur.

Döner tip ısı değiştiricide kullanılan malzeme, hava bileşenleri, yoğuşma noktası, egzost havası sıcaklığı ve taze havanın özelliğine göre seçilir.

Rotor ile gövde arasına, hava kaçaklarını önleyebilmek için ince fırçalar konulur. Ayrıca egzost havasının, taze havaya karışması istenmeyen durumlarda, bir temizleme (purge) bölümü ilave edilir.

Rotorun dönmesi, elektrik motorundan alınan hareketin redüktör yardımıyla istenen devire düşürülmesi ve bunun kayışla rotora taşınması ile gerçekleşir. Ana gövdenin her iki yanına gözetleme deliği konulmalıdır.

7.2.7 Matris Malzemesi ve Geometrisi

Döner tip ısı değiştiricilerde matris malzemesi seçimi, taze ve egzost havasının özelliği, içinde barındırdığı kirleticiler ve çığ noktası sıcaklığı dikkate alınarak yapılır. Matris genellikle plakaların üçgen profiller haline getirilmesi ile, üçgen pasajlar

şekilde oluşur. Üçgen profili pasajların kullanılma sebepleri:

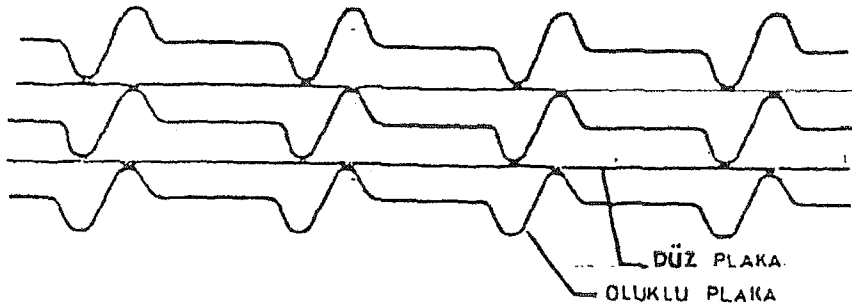
- Birim hacimden daha büyük alan elde edilebilmesi,
- İmalat ve montaj kolaylıkları,
- Mekanik olarak güçlü olmaları.

Üçgen profillerde daha sıkı bir yüzey elde edildiğinden, buradaki basınç kayıpları da büyük olur. 2.5 m/s hava hızında yaklaşık 100 ila 175 Pa basınç kaybı gözlenir. Üçgen profiller içinde akım laminer olur. Reynolds sayısı 100 ila 1000 arasındadır. Dalgalı alüminyumun aynı anda bir göbek etrafında sarılması ile rotorlar üretilir. Kullanılan alüminyum folyolar 70 ila 100 mikron kalınlığındadır.

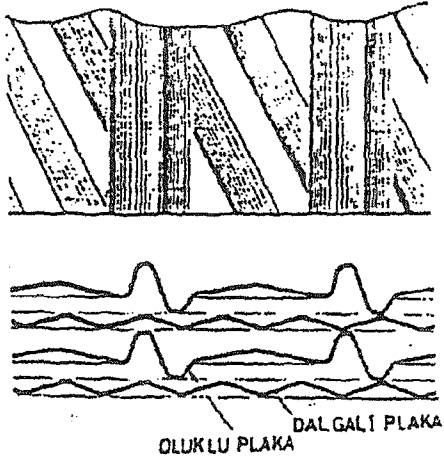
Higroskopik olmayan matrisler, alüminyum, korozyona karşı epoxy kaplı alüminyum, yüksek sıcaklıklarda paslanmaz çelik ve seramik malzemeler, bakır ve paslanmaz çelikten imal edilir. Higroskopik matrislerde bu yüzeylere, kalsiyum klorid, lityum klorid, slika jel, aktif alüminyum ile kaplanır. Bu maddeler bulunmaz ise sulu solüsyonlar kullanılabilir. Mesela ABD’de sulu lityum klorid solüsyonu ile dalgalı, doymuş asbest kağıdı kullanılabilir.

Rotor çerçeveleri, alüminyum veya galvanize sac çelik profiller ile üretilir.

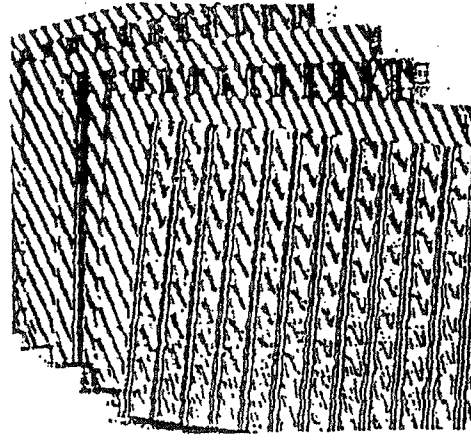
Matris malzemesinin geometrisi, akışın türüne, dolayısıyla da ısı transfer miktarına etkisi vardır. Deneysel sonuçlar sonunda, dalgalı plakaların kullanımı, ısı değiştirgecinin etkinliğini arttırdığını göstermiştir.



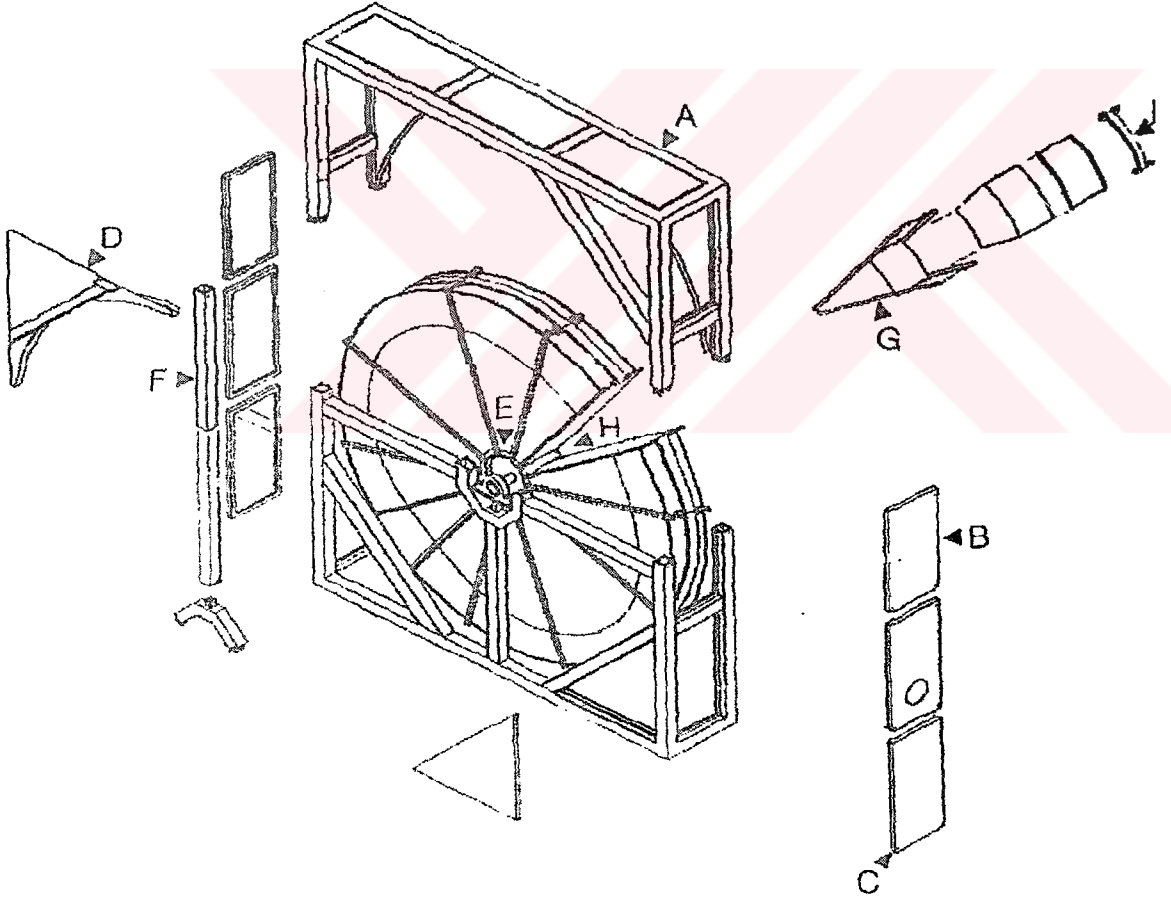
Şekil 7.12 Döner tip ısı geri kazanım cihazında klasik tip matris (Kürekçi A.,1999)



Şekil 7.13 Döner tip rotorda oluklu tip matris
(Tarakçı M., 1991)



Şekil 7.14 Döner tip rotorda türbülans
geliştirici matris (Tarakçı M.,1991)



Şekil 7.15 Döner tip ısı değiştirgeci ana gövde ve parçaları (Tarakçı M., 1991)

A : Alüminyum çerçeve	E : Yataklar	I : Kenetleme lastiği
B : Alüminyum paneller	F : Yatak destekleri	
C : Motor kapakları	G : Rotor dilimleri	
D : Montaj köşeleri	H : Rotor çekirdeği	

7.2.8 Çapraz Kirlenme

Taze hava ile egzost havasının birbirlerine karışması, Taşma (Carry-over) ve Kaçak (Leakage) ile gerçekleşir.

7.2.8.1 Taşma (Carry - over)

Taşma ile karışmanın gerçekleşmesi, matris ortamına giren egzost havasının, bu hacimde kalan miktarın dönme sonucu, taze hava bölgesine girmesi ve taze hava akımıyla süpürülerek, iç ortama tekrar dönmesi ile olur. Özellikle egzost havasının, taze hava akımına yakın olan bölgede taşma olayı görüldüğünden, bu bölüme temizleme (purge) bölümü ilave edilir. (Şekil 7.16-7.17). Temizleme bölümü, taze havaya egzost havasının karışmasını istenmeyen durum ve mahallerde kullanımı zorunludur. Özellikle hastaneler, toz ve boya ihtiva eden boyahane, dökümhane vb. yerler, laboratuvar ve temiz odalarda temizleme bölümü kullanma mecburidir. Temizleme bölümü sağlıklı çalışan bir sistemde, toz ve gazların taşma miktarı % 0.0013' ü geçmez. Bu değer suda çözülebilen kötü kokulu (tuvalet vb.) durumlar içinde geçerlidir.

Matrisin diğer bir tarafında yine taşma ile taze hava, egzost havasına karışır. Bu durum göz ardı edilmemeli ve fanlar seçilirken bu taşma miktarı hesaplanmalıdır. Bu taşma olayının, fanın kapasitesini bir miktar arttırmasından başka zararı yoktur.

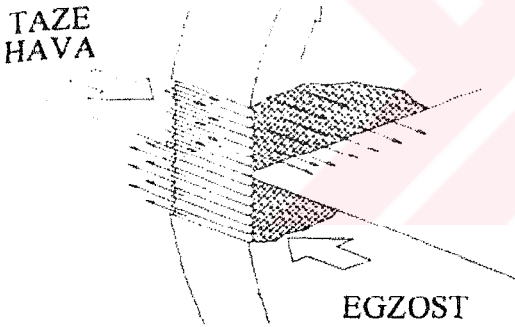
7.2.8.2 Kaçak (Leakage)

Hava akımları arasında basınç farkı olduğunda, yüksek basınçlı havadan daha düşük basınçlı hava akımına doğru kaçak gerçekleşir. Bu olay egzost havasının taze havaya karışması istenmeyen durumlarda, fanların yerleri ayarlanarak giderilebilir.

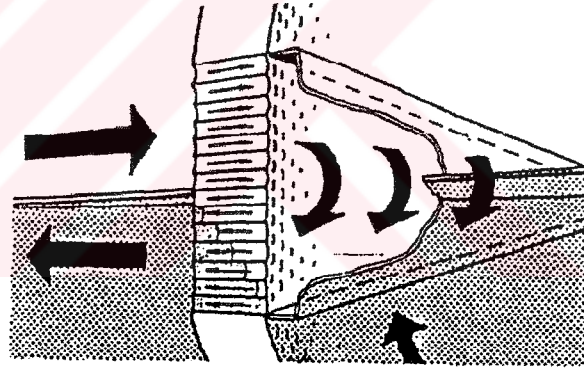
- Fanlar her iki tarafta da emiş bölümüne konulmuştur. Bu pozisyon, pratikte en çok kullanılan ve basınç düşümünün küçük olduğu bir pozisyondur. Gerekli görüldüğünde, konulacak damper ile basınç farkları ayarlanabilir

- b) Taze hava fanı basma, egzost fanı emiş konumundadır. En çok soğutma kazanımı sağlanması gereken durumlarda kullanılır. Bu bağlama durumunda egzost havasının temiz havaya karışması önlenmektedir. Matriste büyük basınç farkı olur.
- c) Her iki fanda basma konumundadır. Pratikte en az kullanılan fan yerleşimidir. Temizleme bölümünün sağlıklı çalışması, oluşacak basınç farklarının doğru ayarlanması ile mümkündür. Bu tip fan düzeni, sistemde ancak re sirkülasyon havası kullanıldığında tercih edilir.
- d) Taze hava fanı emme, egzost fanı basma konumundadır. Bu bağlama şeklinde, en yüksek ısıtma geri kazanımı elde etmek mümkündür. Bu durumda, fanların akışkana verdikleri ısıdan en yüksek oranda faydalanılmaktadır. Ancak bu durumda egzost havasının, temiz havaya karışmasını önlemek mümkün değildir. Kullanıldığı yerler, by-pass havasının kullanılmasında sakınca olmayan yerlerle sınırlıdır.

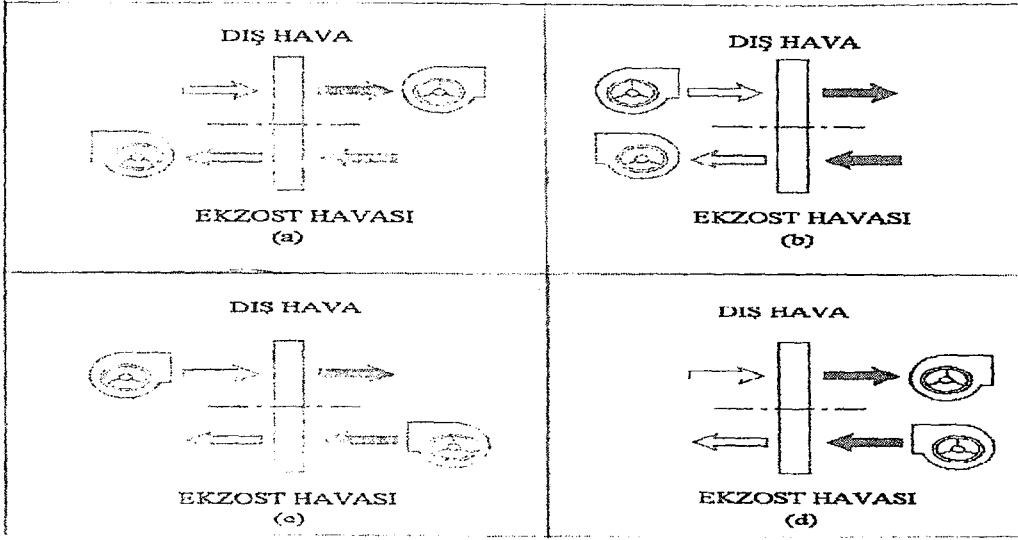
Şekil 7.18.'de fanların yerleştiriliş şekli görülmektedir.



Şekil 7.16 Döner tip IGK cihazında taşma olayı (PURGE yok) (Güngör A., 1998)



Şekil 7.17 Döner tip IGK cihazı (PURGE var) (Güngör A., 1998)



Şekil 7.18 Kaçak olayına önlem olarak klima santrallerinde fanların yerleştirilme şekilleri (Erdal O., 1998).

7.2.9 Filtrasyon

Rotora giren partikül konsantrasyonunu azaltmak ve temizleme aralığını arttırmak için egzost ve taze hava kanalına filtre konulması tavsiye edilir. Bunun dışında egzost havası akımıyla taze hava akımının ters akmasından dolayı matrisi kendi kendini temizleme özelliği avantajdır. Ama yinede üretici firmalar, taze havanın getireceği böcek, yaprak, poşet ve kağıt gibi tıkaçıcı partiküllere karşı filtreyi tavsiye ederler. Egzost havasının az kirli olduğu hastane, okul gibi yerlerde egzost tarafındaki filtre iptal edilebilir.

7.2.10 Otomatik Kontrol

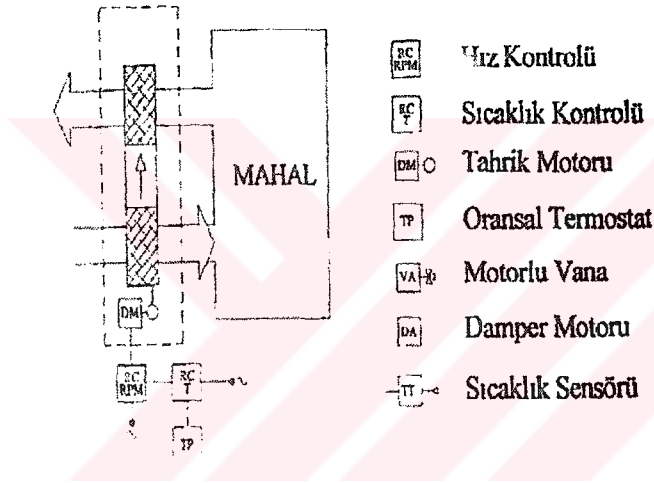
Döner ısı rotorlarının diğer bir özelliği de motor hızı kontrol edilerek, cihazın veriminin veya çıkış sıcaklıklarının kontrol edilebilmesidir. Matrisler ile enerji geri kazanımın kontrol için yaygın olarak kullanılan iki yöntem vardır. Birincisi, taze hava by-pass kontrolüdür. Bu kontrol da istenen taze hava sıcaklığına ulaşmak için matristen geçen taze hava miktarı değiştirilir, bir kısmı by-pass edilir. Bir by-pass damperi, matris taze hava çıkış sıcaklık duyar elemanı (sensör) tarafından kontrol edilerek, by-pass hava miktarı ayarlanır.

İkinci yöntem ise enerji geri kazanım hızını, matrisin dönme hızını değiştirerek ayarlamaktır. Hız arttıkça ısı değiştirgecinin etkinliği artmakta ama belli bir hızdan sonra fazla etkilenmemektedir.

En yaygın kullanılan hız değiştirici üniteleri, değişken hızlı DC motor ile silikon kontrollü düzeltici (SCR), histerezis kavramak sabit hızlı AC motor, AC indüksiyon motor ile frekans inverteridir.

Bir ölü bant kontrolü (değiştiriciyi durdurmak veya sınırlamak için) hiç geri kazanım istenmediği durumlarda gerekli olabilir. Örneğin dış hava sıcaklığı, gereken taze hava sıcaklığından yüksek, fakat egzost hava sıcaklığından düşük ise. Dış hava sıcaklığı egzost hava sıcaklığının üzerinde olduğu zaman, cihaz gelen taze havanın soğutulması için tam kapasiteyle çalışır.

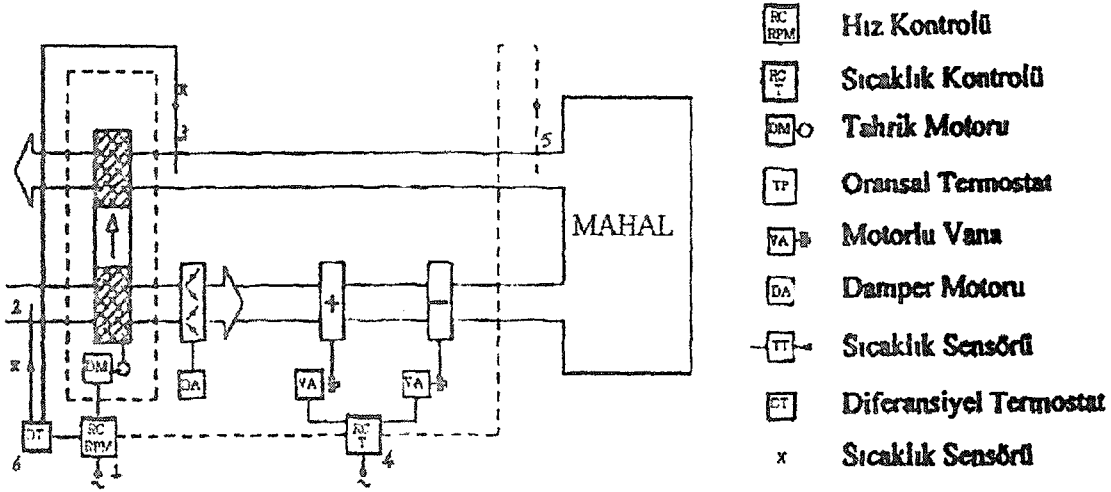
Şekil 7.19' da , döner tip ısı değiştiricinin hız kontrolü için kullanılan, otomatik kontrol ünitesi şekli görölmektedir.



Şekil 7.19 Döner tip ısı değiştiricinin hız kontrolü (Küreçi A.,1999)

7.2.10.1 Isı ve Soğu Geri Kazanım Kontrolü

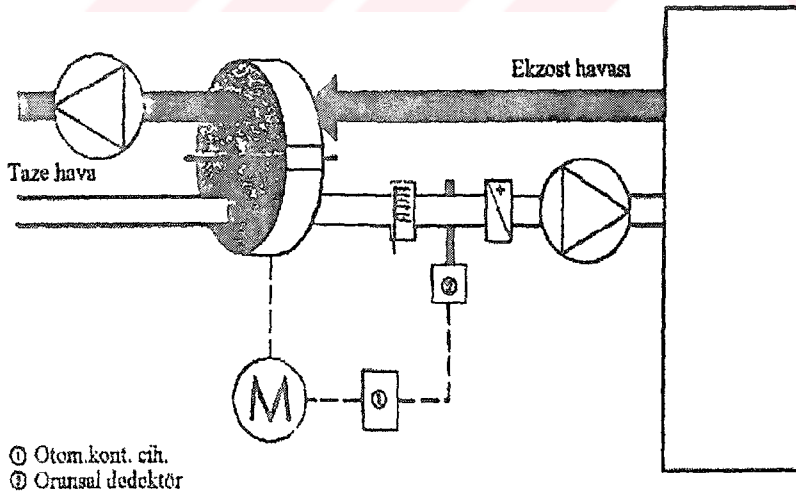
Şekil 7.20.'de yaz periyodunda 5 nolu sıcaklık sensörü, sıcaklıktaki bir azalmayı hissederek, önce soğutma kapasitesini düşüren 4 nolu kontrol ünitesi ile oda sıcaklığını sabit tutar. Eğer 2 nolu sensör, 3 nolu sensörden daha yüksek bir sıcaklık hissetmişse, rotor en yüksek hızda dönmeye başlar. Eğer sistemde soğutma yapılmıyorsa ve sıcaklık düşmeye devam ediyorsa, rotor harekete geçer ve hızı sıcaklık düşümü kadar artar. Eğer yüksek hızına ulaşmasına rağmen, ısıtma gücü artışı gerekiyorsa, ısıtıcı batarya devreye girer. Dış hava sıcaklığı egzost sıcaklığından yüksek ölçülürse, rotor en yüksek dönme hızıyla döndürülür.



Şekil 7.20 Döner tip ısı değiştirgeçlerde ısı ve soğu geri kazanımı (Kürekçi A.,1999)

7.2.10.2 Don Kontrolü

Çok düşük dış hava ve yüksek nemli egzost havası şartlarında çalışan döner tip ısı değiştiricilerde, don tehlikesi vardır ve don kontrol ünitesi kurulmalıdır. Bu ünite diferansiyel basınç anahtarı üzerinden ayarlanan değeri aşarsa, rotor hızını (frekans kontrollü motorla tahrik edilirse) 0.5 devir/dakika' ya kadar düşürür. Eğer tahrik sabit devirli motorla sağlanıyorsa, ya bir miktar hava by-pass edilir ya da taze hava fanı durdurularak defrost işlemi sağlanır.

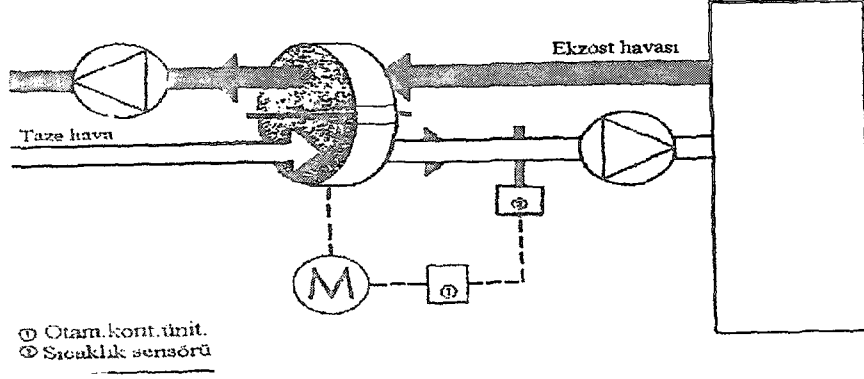


Şekil 7.21 Döner tip ısı değiştirgeçlerinde don kontrol devresi (Klingenburg, 1998).

7.2.10.3 Rotor hız kontrolü

Döner tip ısı değiştirgeçlerinde rotor hızını kontrol edebilmek için, şekil 7.22.'deki gibi hız

kontrol devresi kullanılabilir. Bu ünite, otomatik kontrol sistemi tarafından ayarlanan hız değeri ile aynı olmadığı anda sinyal verecek şekilde ayarlanır.



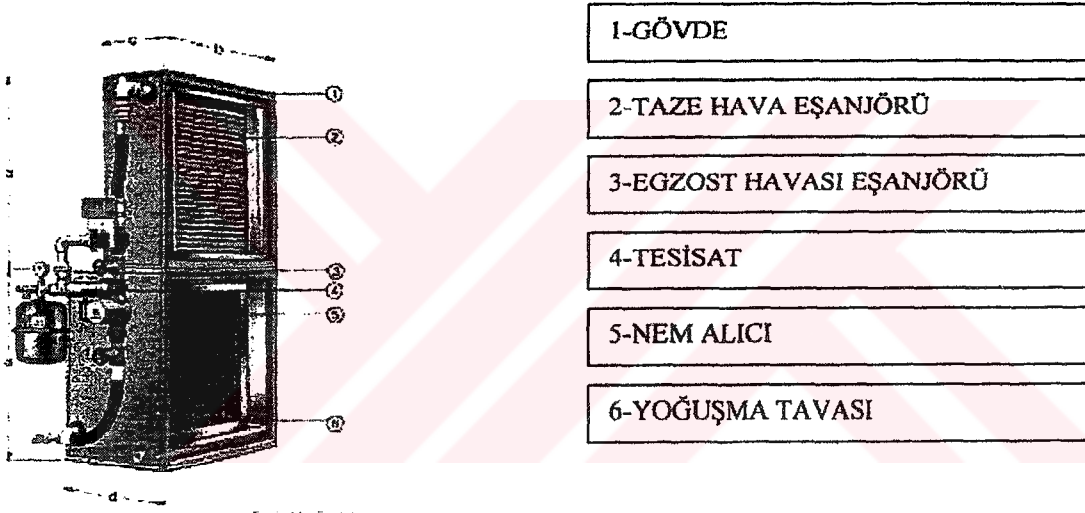
Şekil 7.22 Döner tip ısı değiştiricilerde rotor hız kontrol devresi (Klingenburg, 1998).

7.3. SERPANTİN DEVRELİ (DOLAŞIMLI) ENERJİ GERİ KAZANIM DEVRELERİ

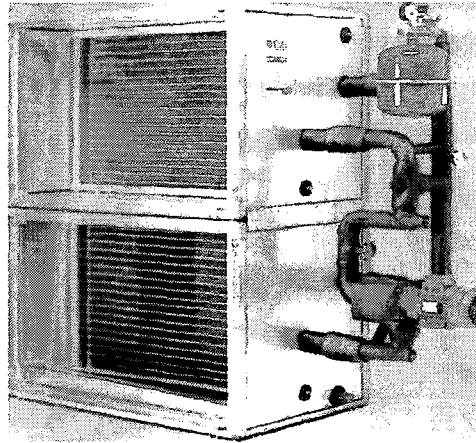
7.3.1 Genel Bilgi

Tipik bir serpantin devreli ısı geri kazanım sistemi Şekil 7.23 ve Şekil 7.24’ de gösterilmektedir. Serpantin devreli enerji kazanım sistemleri bina veya prosesin egzost ve taze hava akımlarına yerleştirilmiş kanatlı borulu su bataryalarından oluşur. Bataryalar birbirlerine ters akımlı olarak düzenlenmiş bir boru devresi ile bağlıdır. Serpantin devresinde bir ara ısı taşıyıcı akışkan (tipik olarak su veya donması geciktirilmiş çözelti) pompalanarak devreder.

Uluslararası literatürde buradaki sisteme “run-around ” (oyalama) adı vermektedirler.



Şekil 7.23 Serpantin devreli enerji geri kazanım cihazı iç yapısı (GEA firma kataloğu)



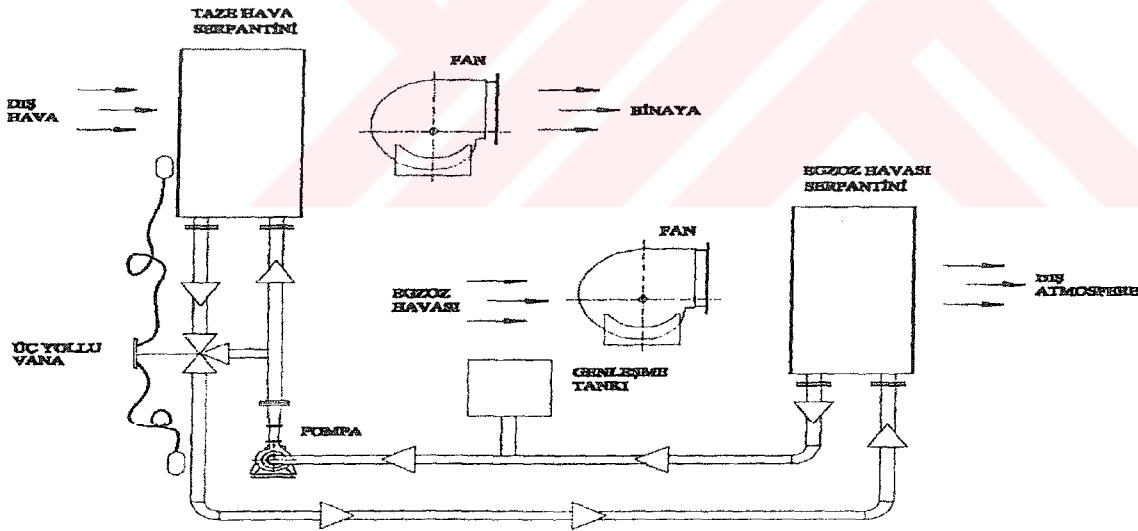
Şekil 7.24 Serpantin devreli enerji geri kazanım cihazı (Ecoterm firma katalog)

Sistem enerji transferini sıcak hava akımından soğuk hava akımına doğru sağlar. Tipik konfordan konfora uygulamalarda, sistem mevsime göre tersinebilirler. Dış hava egzost havasından soğuk ise ön ısıtılır, dış hava egzost havasından sıcak ise ön soğutulur. Sistem genelde duyulur ısı geri kazanımı için kullanılır.

7.3.2 Donmaya Karşı Korunma

Nem, egzost havası geçiş kanallarında donmamalıdır. Egzost bataryası üzerinde meydana gelebilecek don teşekkülünün önlenmesi amaçlı kullanılan üç yollu sıcaklık kontrol vanasının iki amacı daha vardır.

- Vana egzost bataryasına giren çözelti sıcaklığını -1°C altına düşürmeksizin giriş çözeltisi sıcaklığını sağlamak üzere kontrol edilir. Bu, çözeltinin bir miktarının taze hava bataryasından by-pass edilmesi ile sağlanır.
- Vana geri kazanılan enerjinin sınırlandırılması gerektiği uygulamalarda taze hava çıkışındaki hava sıcaklığının belirtilen değeri aşmamasını sağlar.



Şekil 7.25 Serpantin devreli enerji geri kazanım devresi (Güngör A., 1988)

7.3.3 Sistemin Özellikleri

Serpantin devreli enerji geri kazanım sistemleri esnek yapıda olup yeni ve endüstriyel uygulamalar için uyumludur. Sistem birbirinden uzak taze ve egzost kanallarına yerleştirilir ve aynı anda birçok kaynak ve kullanım yeri arasında enerji transferi sağlanır. Çalışma akışkanının genleşme ve daralmasını sağlamak için sisteme bir genleşme tankı

ilave edilmelidir.

Kapalı bir genişleme tankı etilen-glikol kullanılıyorsa oksidasyonu en aza indirger. Gözönünde bulundurulması gereken bir konu da düşük batarya yüzeyi hızlarının düşük olmasının ilk yatırım masraflarını, yüksek olmasının da işletme masraflarının arttıracığıdır (optimum 1.5 ile 3 m/s arası).

7.3.4 Verimlilik ve Uygulanabilirlik Tartışması

Yukarıda anlatıldığı üzere sistem dolaylı bir uygulamadır. Bu sebeple de verimliliği düşüktür. Optimal çözüme genellikle 6-8 sıralı ısı değiştiriciler ile ulaşılır. 6-8 sıra ısı değiştiricili sistemlerde verimlilikler %30 ila %50 arasındadır. Özellikle yüksek (%50 üzerinde) verimlilik istenen uygulamalarda kalın (10 ila 16 sıralı) ısı değiştiriciler kullanılması gerekir. Bu zorunluluk ise, yüksek hava basınç kayıpları ve sirkülasyon pompası sarfiyatı da dikkate alındığında, hesaplanan ısı kazançların bir kısmının buralara harcanması sonucunu doğurur. Geri kazanılan ve geri kazanım için harcanılan enerjilerin gerçek etüdü yapılmadığı takdirde uygulamanın başarılı olması çok zordur. İlk yatırım maliyeti açısından da bakıldığında çok avantajlı değildir. Ayrıca; pompa, çek valf, su deposu, vana .vs. gibi birçok eleman kullanılması zorunluluğu sistemin bakım ihtiyacını artırır. Kurulan sistem sürekli kontrol altında tutulmadığı takdirde kesintisiz çalışmasından emin olmak mümkün değildir. Tüm bu olumsuz yönlerine karşılık, egzost havası kanalı ile taze hava kanalını birbirine yaklaştırmanın mümkün olmadığı tüm projelerde uygulanabilecek tek IGK yöntemidir. Nem ve toplam ısı transferi yapmazlar. Uygulamanın tartışılmaz üstünlük taşıyan bir başka özelliği de, egzost havası ile taze hava karışım riskinin "sıfır" oluşudur.

Serpantin devreli ısı geri kazanım sistemi öncelikle bir ısıtma cihazıdır. Su buharını bir hava akımından diğerine transfer edemediği için sistem öncelikle duyulur ısıyı geri kazanmak için kullanılır. (Taze hava akımının ön ısıtılması gibi)

En çok net ekonomik geri kazanım için en yüksek verimlilik gerekli değildir. En büyük verimlilik için etmenler aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- a) Dış hava sıcaklığı
- b) Isıtma soğutma yükü
- c) Sistemin işletme maliyetleri
- d) Sistemin işletme süresi
- e) Coğrafik yerleşim ve yapı

Tipik olarak serpantin devreli ısı geri kazanım ünitelerinin duyulur ısı verimliliği dış hava sıcaklığından bağımsızdır. Bununla birlikte kapasite kontrolü yapılan bir sistemde ise duyulur ısı verimliliği dış hava sıcaklığı arttıkça azalır.

7.3.5 Konstrüksiyon Malzemeleri

Çalışma koşullarında ilgili serpantin kısımları uygun malzemelerden imal edilmelidir. Konfor-konfor uygulamalarında standart serpantin yeterlidir. Proses-proses ve proses-konfor uygulamalarında yüksek sıcaklık etkisi, yoğun maddeler, korozif maddeler ve serpantin üzerinde birikebilen maddeler serpantin konstrüksiyonunda dikkate alınmalıdır.

Yüksek sıcaklıklarda (240°C' in üstü) kanat-boru birleşim kesitinin sürekliliğinin bulunması gereklidir. Yoğuşma ve diğer olumsuz şartlar özel batarya konstrüksiyonu ve/veya kaplama gerektirmektedirler.

7.3.6 Karşı Kirleticilik

Hava akımlarının tamamıyla ayrılmış olması, taze hava ve egzost hava akımlarının birbirlerine karşı kirletmelerini ortadan kaldırmıştır.

7.3.7 Bakım

Serpantin devreli ısı geri kazanım çevrimi sistemi çok az bakım gerektirir. Hareket eden parçalar olarak yalnızca sirkülasyon pompası ve üç yollu kontrol vanası bulunur. Bununla beraber aşağıda belirtilen çalışma koşulları optimum çalışma sağlar. Bunlar hava akımlarının filtre edilmesi, serpantin yüzeylerinin temizlenmesi, pompa ve vananın periyodik bakımı ve transfer akışkanının özellikleridir.

Bataryalar buhar, basınçlı hava, sıcak sabunlu su, uygun çözücüler ile temizlenebilir. Eğer egzost havası bataryası sık temizlenmeyi gerektiriyorsa otomatik yıkama sistemleri monte edilmelidir. Etilen-glikol karışımları 135°C' in üzerinde kullanılmamalıdır. Çünkü bu sıcaklık aşıldığında etilen-glikolün yapısı çözünerek asidik çamura dönüşür. Eğer antifriz kullanmak şart ise ve egzost havası sıcaklığı 135°C' in üzerinde ise susuz sentetik ısı transfer akışkanları kullanılabilir.

7.4. ISI BORULU ENERJİ GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ

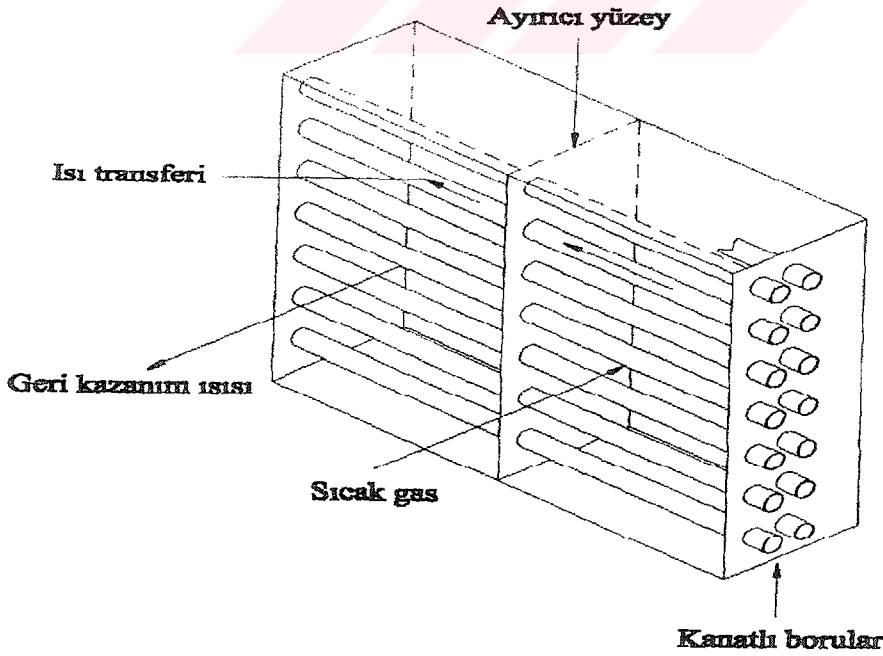
7.4.1 Genel Bilgi

Isı borulu ısı değiştiriciler gaz-gaz ısı geri kazanımında kullanılan cihazlar olup, konvansiyonel hava soğutmalı ısı değiştiriciler gibi ısı borularının kanatlı paket üniteler olarak imalatı ile gerçekleştirilirler. Hareket eden parçası olmayan bu pasif enerji geri kazanım üniteleri, standart bataryalara çok benzeseler de esasen iki yönden farklılık gösterirler;

- Her bir sıvı borusu (tüp) bir dirsek ile veya başlıkla diğerine bağlanan bir tüpten ziyade, tek başına bir ısı borusudur.
- Isı borulu IGK cihazları iki hava akımı yoluna bölünmüşlerdir (Şekil 7.26). Sıcak hava, cihazın bir tarafından akarken soğuk hava diğer taraftan ters yönde akar (eğer ters akımlı dizayn edilmişse)

Isı borusu sızdırmaz kapalı bir hacim içindeki Şekil 7.27 deki gibi iç yüzeyinde kapiler basınç ve sıvı dolaşımını sağlayan fitil bulunan bir yapıdadır.

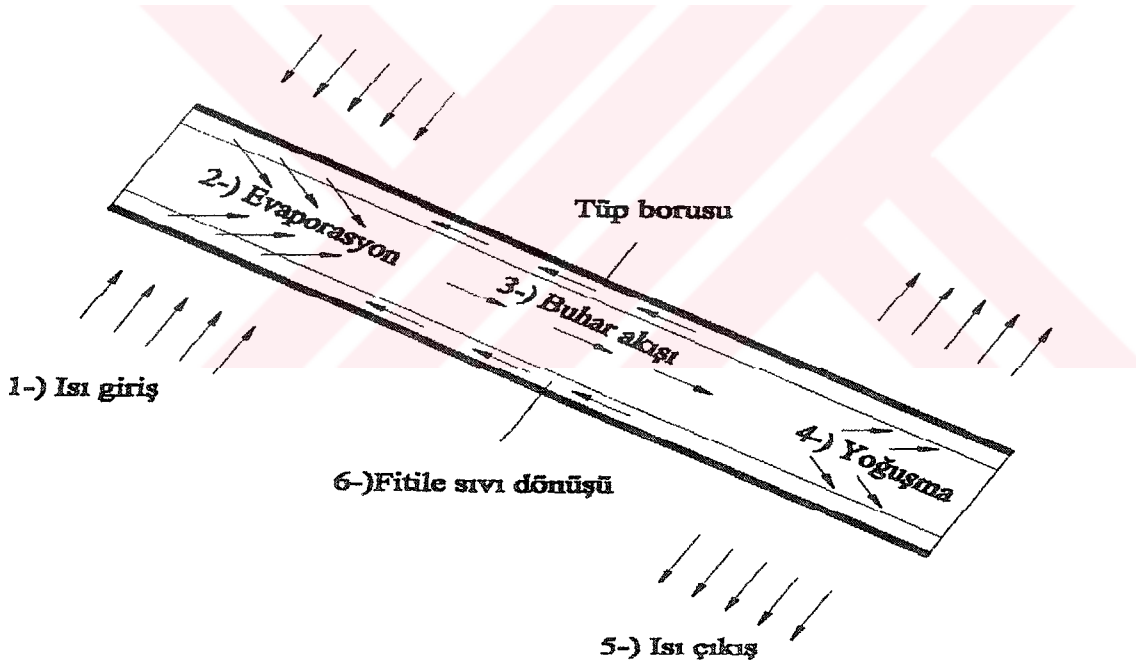
Isı borusu fitili, çalışma akışkanını sıvı olarak içinde bulundurur. Isı borusunun bir ucuna ısı uygulandığında, bu uçta fitil içinde bulunan çalışma akışkanı buharlaşır.



Şekil 7.26 Isı borulu ısı değiştiricinin plandan görünüşü (Güngören C., 1999)

Bu buhar ısı borusunun soğuk ucuna doğru hareket eder ve burada yoğunlaşarak buharlaşma ısısını (gizli ısı) geri verir ve fitile sıvı olarak geri döner. Bu yoğunlaşan çalışma akışkanı kapilar basınç etkisi ile buharlaştırıcı bölgesine pompalanır.

Sıvının buharlaştırıcı bölgesine dönüşünü kapilar hareket sağladığında, ısı borusunun verimliliği yataydan eğimine, fitil gözenek boyutuna (mesh sayısı) çalışma akışkanının yüzey gerilim katsayısına bağlı bir fonksiyondur. Transfer edilen ısı miktarı çalışma akışkanının gizli ısı ile bağlantılı olup yüksek gizli ısılı çalışma akışkanı tercih olunabilir. Gaz-gaz ısı değiştiricide ısı borularının buharlaştırıcı bölgesi sıcak gaz akımı tarafında, yoğunlaştırıcı bölgesi ise soğuk gaz akımı tarafındadır. Isı değiştirici arasında gaz akımının maksimum verimlilik için ters yönlü paralel akım biçiminde olması istenir. Normal ısı boruları yatay durumda monte edilir ve ısı borulu ısı değiştiricinin bulunduğu yerde sıcak ve soğuk gaz kanalları komşu (bitişik) olmak zorundadır.



Şekil 7.27 Isı borulu ısı değiştiricinin çalışma prensibi (ASHRAE-2000 Yayını, Isı borusu)

Bazı imalatlarda ısı borusunun eğiminin yavaş yavaş değiştirilmesiyle buharlaştırıcının, yoğunlaştırıcının üzerinde olması sağlanarak ısı transferinin sıfır değerine kadar azaltılıp kontrolü sağlanabilmektedir.

Isı borusu tüpleri özel fitil yerleştirilmiş durumda, vakumlanarak uygun çalışma akışkanları ile doldurulur ve sızdırmaz hale getirilir. Isı borularında kullanılan uygun çalışma akışkanları Tablo 7.1 de verilmiştir.

Isı borulu ısı değiştiricilerde kullanılan kanatlı boru yapısındaki kanatlar oluklu levha, düz levha veya spiral tipte olabilir. Kanat tasarım ve borular arası mesafe belirli bir alın yüzeyi hızı için basınç düşümünde farklılıklara neden olur.

Isı borusundaki ısı aktarma mekanizmasıyla, örneğin bakırın iletkenliği ısı transfer bakımından 1000 kez daha fazla ısı transfer hızlarına ulaşabilir.

Çizelge 7.1 Düşük sıcaklık uygulamaları için bazı ısı borusu çalışma akışkanları

ÇALIŞMA AKIŞKANI	KAYNAMA NOKTASI (°C)	DONMA NOKTASI (°C)	KRİTİK ÖZELLİKLER SICAKLIK (°C)	KRİTİK ÖZELLİKLER BASINÇ (bar)	KULLANIM BÖLGESİ (°C)
SU	100	0	374.15	221	30-200
METHANOL	65	-97.8	240.1	79.77	10-130
ETHANOL	78.6	-117.3	243.2	63.94	0-130
PENTAN	28	-130	193.85	29.3	(-20)-(+120)
HEPTAN	98	-90	264.55	26.2	0-150
AMONYAK	-33	-78	133.65	116	(-60)-(+100)
ASETON	57	-95	235	47.57	0-120
FREON-11	23.82	-111	198	44.06	(-40)-(+120)
FREON-12	-29.79	-158	112	41.13	(-40)-(+100)
FREON-21	8.92	-135	178.5	51.68	(-40)-(+120)
FREON-113	47.57	-35	214.1	34.37	(-10)-(+100)
FREON-114	3.77	-94	145.7	32.59	(-40)-(+120)
FLUTEC PP2	76	-50	-	-	10-160
FLUTEC PP9	160	-70	-	-	0-225

Isı boruları küçük sıcaklık düşümleri ile enerjiyi transfer eder, buna göre ısı aktarma işlemi izotermal gibi ele alınabilir. Bununla birlikte ısı borusu tüp et kalınlığında, fitilde ve akışkanda küçük sıcaklık düşüşleri vardır.

Isı boruları fitil tasarımı, tüp çapı, çalışma akışım özellikleri ve ısı borusunun yataya göre konumu gibi özellikler ile bağlantı sonlu bir ısı transfer kapasitesine sahiptir.

7.4.2 Yüzey Hızı ve Basınç Düşümü

Isı borulu ısı değiştiriciler için yüzey hızı 2 m/sn.÷ 4, 1 m/sn. arasında ve genellikle 2,5 m/sn. 'dir. Dizayn edilen yüzey hızları genelde geri kazanım performansından ziyade müsaade edilebilir basınç düşümüne göre seçilir.

%60 verimlilik basınç düşümü, 2 m/sn. için 100 Pa ÷ 175 Pa ve 4m/sn. hız için 375 Pa ÷500 Pa arasındadır. Geri kazanımın verimi hızın artmasıyla azalır. Fakat verimdeki azalma basınç düşümündeki artış kadar hızlı olmaz.

7.4.3 Konstrüksiyon Malzemeleri

Genellikle yüksekliğinin iki katı uzunluğunda imal edilirler. Uzunlukları, tam ortaya yerleştirilen bir seperasyon parçası ile ikiye ayrılır. Ayrım, yalnızca iki hava akımının karışımını engellemek ve yönlendirmek içindir. Isı değiştirici kanat demeti ısı transfer yüzeyini ve verimliliği arttırmak için kullanılır, fonksiyonel değildir.

Bakır ısı borusu tüpleriyle alüminyum kanatlar normal olarak iklimlendirme sistemlerinde kullanılmaktadır. Tüpler ve kanatlar genellikle malzemelerin ayrı ısıl genleşmeleri problemlerinden sakınmak için aynı malzemededen imal edilmiştir.

Egzost sıcaklığının 220°C 'in altında olması durumunda ısı borulu ısı değiştiriciler sıklıkla alüminyum boru ve kanatlardan imal edilirler. Yakın verimlilikte bakır ısı boruları, alüminyum olanlardan daha pahalıdır.

Bakır üniteler genellikle yalnızca, alüminyum üniteler için korozyon ve temizleme problemlerinin bulunduğu durumlarda kullanılır. Korozyonlu atmosferler için kanatlı borular koruyucu kaplamalar ile, ısı verime en az etki yapacak biçimde kaplanabilir.

Isı borulu ısı değiştiriciler 220°C 'nin üzerinde genellikle çelik boru ve kanatlardan imal edilirler, kanatlar genellikle paslanmayı, önlemek için özel olarak kaplanır (alüminize). Özel uygulamalar için ayrı malzeme ve/veya çalışma akışkanları kullanılan özel tasarımlar yapılabilir.

7.4.4 Çalışma Sıcaklığı Bölgesi

Çalışma akışkanının seçimi onun uzun süreli çalışabilmesi bakımından da önemlidir. Çalışma akışkanı, yüksek buharlaşma gizli ısı, yüksek yüzey gerilimi ve çalışma bölgesinde düşük sıvı viskozitesi yanında ayrıca bu sıcaklık bölgesinde ısı kararlı olmalıdır.

Çalışma akışkanının yoğuşmayan gaz oluşturabilme gibi özelliği olması durumunda ise verimin azalması söz konusudur. Böyle bir özellik de bu nedenle istenmez.

7.4.5 Karşı Kirleticilik

Isı borulu ısı değiştiricilerde hava akımları arasındaki basınç farklılıklarının 12 kPa değerine kadar sıfır karşı kirleticilik vardır. Karşı kirleticiliği önlemek için ek bir koruma iki hava akımı arasında havalandırmalı çift katlı ara duvar kullanılabilir. Bu ara hacme bitişik egzost kanalından herhangi bir sızıntı çekilir ve egzost edilir.

7.4.6 Verimlilik

Isı borusunun ısı transfer kapasitesi tasarım ve konumuna bağlıdır. Dizi sıra sayısının artması durumunda hız azalmasında verimlilik artmaktadır. Örneğin tüp sıra sayısının iki katına çıkması durumunda %60' larda olan efektif ısı değiştirici verimi %75 değerlerine artmaktadır.

Isı borusu ısı değiştirici ısı değişimi toplam dizi sıra sayısının bağlıdır. Böylece seri bağlı iki ünitenin, aynı dizi sıra sayısında tek ünitenin verimi ile eşdeğer olduğu belirtilebilir. Seri üniteler nakliye, temizleme ve bakım nedenleriyle sıklıkla kullanılır. Isı borusunun ısı transfer kapasitesi, kabaca borunun iç çapının karesi ile orantılı artar.

Örneğin belirli eğimde 25mm iç çaplı bir ısı borusu, 16mm iç çaplı ısı borusundan kabaca 2,5 kez daha fazla enerji transfer eder. Ayrıca büyük çaplı ısı boruları, büyük hava akımları için kullanılır ve yaz-kış çalışmalarını ayarlamak için seviye düzeyi gerektirirler.

Isı transferi kapasite limiti gerçekte ısı borusu uzunluğundan çok-çok kısa ısı borularını hariç-bağımsızdır. Örneğin 1,2 m uzunluğundaki ısı borusu 2,4 m uzunluğundaki ısı borusu ile aynı kapasiteye sahiptir. Ancak 2,4m uzunluğundaki ısı borusu; 1,2 m olandan 2 kat daha fazla dış ısı transfer yüzeyine sahip olduğundan kapasite limitine daha çabuk ulaşacaktır.

Böylece belirli bir uygulama için, daha uzun olan ısı boruları gibi kapasite gereksinimlerini karşılamak daha güçtür. Böyle bir gereksinim daha yüksek bir alın yüzeyi ve kısa fakat daha çok ısı borusu ve aynı hava akım yüzey alanı ile sistemin verimliliği geliştirilerek sağlanır.

Kanat tasarımı ve aralıklarının (lamel hatvelerinin) seçimi iki hava akımının kirliliğine ve

gerekli temizleme bakımına bağlıdır. İklimlendirme uygulamaları için 1,8 mm kanat aralığı (lamel hatvesi) yaygındır.

Daha çok kullanılan 2,3mm ile 3,2mm lamel hatveleri ise endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır. Kirli egzost tarafından daha geniş lamel hatveleri kirlenmeyi azaltmak, basınç düşümünü azaltmak ve verimde de değişiklik (azalma) oluşturmamak amaçlı kullanılır.

7.4.7 Yoğuşma ve Donma

Egzost havasından taşınan nemin yoğuşması düşük dış hava sıcaklıklarında donabilir. Bu buzlanma ısı değiştiriciye zarar vermezken enerji geri kazanımın azalmasına ve egzost tarafının basınç düşümünün artmasından egzost hava akımının azalmasına sebep olur.

7.4.8 Kontrol Sistemleri

Isı borusunun eğiminin değişmesi, onun transfer ettiği ısı transfer miktarının kontrol edilmesini sağlar. Isı borusunun sıcak tarafı yatayın altında olması durumu yoğuşan akışkanın buharlaştırıcı (sıcak) bölgesine geri akışkanı kolaylaştırır. Ters durumda buharlaştırıcı yatayın üzerinde ise bu akış zorlaşır. Bu özellik ısı borulu ısı değiştiricinin verimliliğini ayarlama kullanılabilir.

Pratikte gerçekleştirilen uygulamalarda, eğim kontrolü IGK cihaz kasasının ortasında bulunan bir dönme eksenini boyunca sağlanır ve ısı değiştiricinin bir ucunda bulunan sıcaklık duyar elemanından alınan uyarı ile tahrik edilir. Kullanılan esnek yapı sayesinde küçük eğim değişiklikleri sağlanabilir (maksimum 6°). Eğim kontrolünden istenen aşağıda belirtilen üç fonksiyonu karşılamasıdır;

- a) Taze havanın ısıtılmasından, taze havanın soğutulmasına (ısı akışının ters yöne dönmesi), mevsimsel değişimler olduğunda geçişi sağlamalıdır.
- b) İstenen taze hava sıcaklığını sağlamak için verimliliği ayarlamak. Bu çeşit bir ayarlama özellikle iç bölgelerde geniş binalarda aşırı ısınmadan korunmak için gereklidir.
- c) Düşük dış hava sıcaklıklarında buz oluşumunu engellemek için verimliliği azaltmak. Verimliliğin azalması ile, egzost havası üniteyi daha ılık sıcaklıkta terk edecek ve buz oluşum koşullarının üzerinde kalacaktır.

Diğer kontrol yöntemlerinden alın veya by-pass damperleri ve ön ısıtıcıların kullanılması, özel

fonksiyonlu uygulamalarda kullanılabilir.

7.4.9 Bakım

Kirlenme çeşitlerine bağlı olarak uygun bir bakım şekli seçilmelidir. Örneğin mutfak egzostunda biriken yağlar çoğunlukla otomatik yıkama sistemleriyle uzaklaştırılır. Diğer kir çeşitleri, ünitelerin elle kumandalı sprey temizlemeyi, bir tank içinde yıkamayı veya is üfleyicilerden yararlanmayı gerektirir.

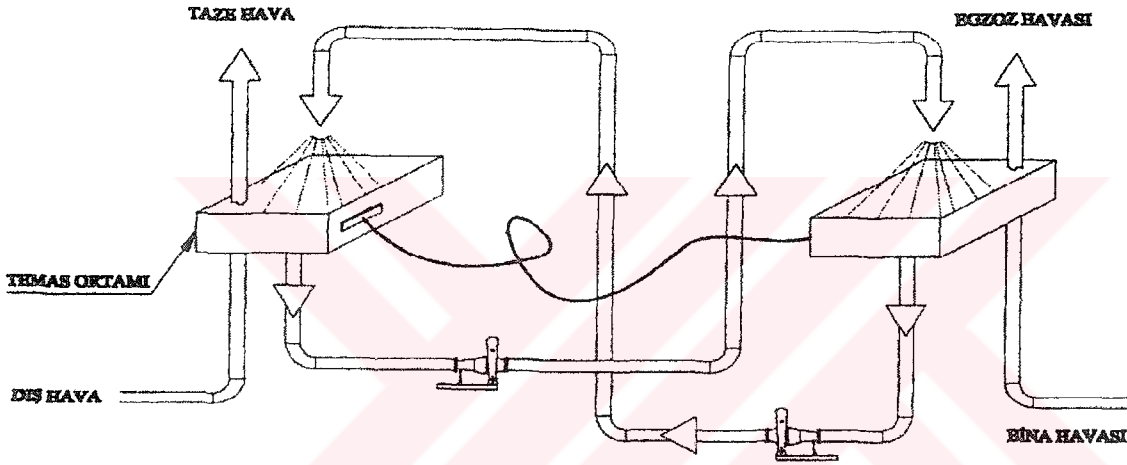
7.4.10 Uygulanabilirlik

Özellikleri diğer uygulama teknikleri ile karşılaştırıldığında en iyilerinden olmasına karşılık en az kullanılan ısı geri kazanım tekniğidir. Hele ülkemiz' de hemen hemen hiç kullanılmamakta, hatta bilinmemektedir. Yüksek bir üretim teknolojisi gerektirmemesine rağmen hassas bir iç akışkan enjeksiyonu gerektirir. Her boru veya devreye hem yalnızca gerektiği kadar hem de eşit miktarda akışkan enjekte edilmelidir. Aksi takdirde elde edilen ısı değiştiriciden başarılı bir sonuç alınması mümkün olmayacaktır. Akışkan enjeksiyonunun tamamlanması anında boru içindeki sızdırmazlık ta bir şekilde tesis edilmelidir. Enjekte edilen akışkan içeride tutulmadığı takdirde başarısızlık kaçınılmazdır. Akışkan enjeksiyonundan önce boruların içine, yüzey arttırılmasını sağlayan ve kütle taşınmasını hızlandıran emici dolgu maddeleri yerleştirilebilir.

7.5. İKİZ KULE TİPİ ENTALPİ GERİ KAZANIM DEVRELERİ

7.5.1 Sistemin İncelenmesi-Genel Bilgi

Bu tip ısı değiştiriciler hava-sıvı ve sıvı-hava entalpi geri kazanım sistemlerinde bir sorbent (emici) sıvı sürekli olarak taze ve egzost hava akımı ile direkt temas halindedir. Bu sıvı, su buharı ve ısıyı transfer eder. Sorbent çözelti genellikle lityum-klorid su gibi halojen tuz çözeltisidir. Pompalar taze hava ve egzost temas kuleleri arasında çözeltinin dolaşımını sağlar. Tipik konfor uygulamasında yaz şartlarında giriş havası soğutulur ve nemi alınır, kış şartlarında ise ısıtılıp nemlendirilir.



Şekil 7.28 İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresi (ASHRAE-2000 Yayını, İkiz kule ısı geri kazanım çevrimi)

Dikey ve yatay hava akımlı temas kuleleri imalatı gerçekleştirilebilir. Temas kuleleri hava akış kapasiteleri 180.000 m³/h debiye kadar temin edilmektedir.

Dikey kulelerde, taze ve egzost havaları, temas yüzeylerine ters akımlı ve dikey doğrultuda geçerken sorbent sıvısı yüksek temas verimliliklerine ulaşır. Yatay kulelerde ise hava akımları temas yüzeylerine dik akarken sorbent sıvısı ile temas verimi önemli derecede daha küçüktür.

Temas yüzeyleri genellikle metal olmayan malzemelerden yapılmaktadır. Temas yüzeyini geçen hava bir nem alan yastıktan geçirilerek sürüklenen sorbent çözeltisi varsa giderilmesi sağlanır. Kule kasaları ise (şase) koruyucu kaplamalı çelikten yapılır.

7.5.2 Tasarımda Dikkat Edilecek Hususlar

7.5.2.1 Çalışma Sıcaklığı Limitleri

İkiz kule tipi entalpi geri kazanım sistemleri esasen konfor şartlandırması sınırlarındaki işletme sıcaklıkları için dizayn edilirler. Endüstriyel fırınlar gibi yüksek sıcaklık uygulamaları için elverişli değildirler. Yaz aylarında bu sistem bina taze hava sıcaklığının 46°C gibi değerlerinde çalışır. Kış aylarında sorbent sıvısı etkili bir antifriz olduğundan donma problemi olmaksızın -40°C' larda bile rahatlıkla çalışır.

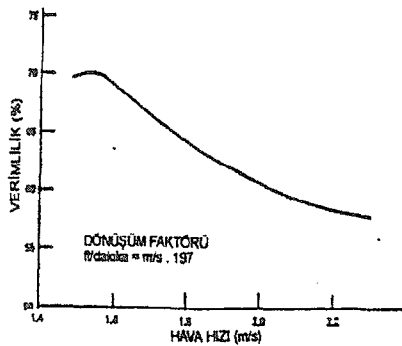
7.5.2.2 Statik Basınç Etkileri

Taze ve egzost havası temas kuleleri yalnızca sorbent iletim boruları ile bağlantılı olduğundan taze ve egzost havası fanları neresi uygunsa oraya yerleştirilebilir. Temas kuleleri genellikle hava giriş statik basıncı -1.5 kPa ile 1.5 kPa arasında çalışabilir.

Egzost temas kuleleri, hava temas kulesi içi statik basıncından daha yüksek basınçta herhangi bir kirlenme ve sızıntı olmaksızın çalıştırılabilir.

7.5.2.3 Entalpi Geri Kazanım Verimliliği

Şekil 7.29 da ikiz kule sistemi için tipik bir entalpi geri kazanım verimliliği gösterilmektedir. Verimlilik temas kulesi yüzeyindeki hava hızının fonksiyonu olarak gösterilmiştir.

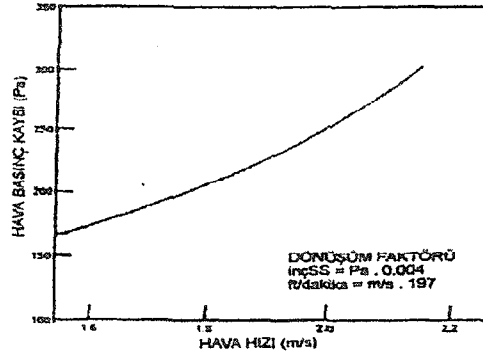


Şekil 7.29 İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde toplam enerji geri kazanım verimliliği (ASHRAE- 2000 Yayını)

7.5.2.4 Hava Akımı ve Basınç Düşüşü

Şekil 7.30' da ikiz kule sistemi için tipik bir hava hızı eğrisini göstermektedir. Temas yüzeyleri genelde 1.5 m/s ile 2.2 m/s arasındaki hava hızlarında çalışmak üzere

dizayn edilirler. Hava tarafı basınç düşüşü 170 Pa ile 300 Pa arasında değişir.



Şekil 7.30 İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde hava tarafı basınç düşümü (ASHRAE-2000 Yayını)

7.5.2.5 Karşı Kirleticilik

Partikül kirleticiliği, ıslanmış partiküller sorbent çözeltisi içinde kaldığından ve daha sonra filtrelendirildiğinden meydana gelmez.

Sınırlı miktarda gaz karşı kirleticiliği oluşturabilir, bu ise gazın sorbent çözeltisi içinde çözünürlüğüne bağlıdır. Sülfür hekzaflorid kullanımı ile yapılan gaz kirleticiliği testinde, ikiz kule tipi sistemi karşı kirleticilik oranının 0.025 % mertebelerinde olduğu belirlenmiştir.

Sorbent çözeltileri (özellikle klorlu tuz çözeltileri) bakteri yok edicidir. İkiz kule sistemlerinde kullanılan lityum klorit ise virüslere karşı yok edicidir. Mikroorganizma testlerinde bu durum saptanmıştır. Kullanılan temas kulelerinde belirlenen sonuçlara göre de taze veya egzost havası içinde bulunan bakterilerin 94 %'ünün efektif olarak giderildiği gözlemlenmiştir.

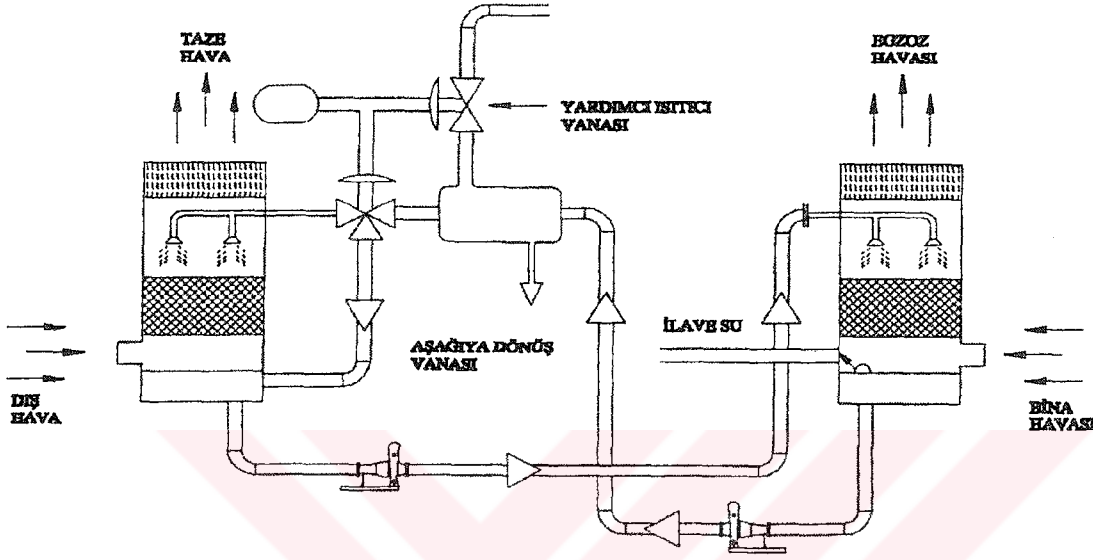
7.5.2.6 Bina veya Proses Atık Madde Kirleticilerinin Etkisi

Eğer binada veya proses egzostunda iplik, tiftik, hayvan kılı, veya diğer katılar gibi büyük miktarda kirleticiler mevcutsa egzost hava akımı, temas kulesi öncesi filtre donanımından geçirilmelidir.

Eğer binada veya proses egzostunda kimyasal gazlar ve hidrokarbonlar gibi gaz kirleticiler mevcutsa karşı kirleticilik olasılığı ve sorbent çözeltisi üzerine etkileri dikkate alınmalı ve incelenmelidir.

7.5.2.7 Kış İşletmesi

Soğuk iklimlerde nemlilik kontrol uygulamalarında ikiz kule sistemi kullanıldığında, doyma etkileri (diğer cihazlarda yoğuşma, kar ve buz oluşumuna neden olabilir) ile ikiz kule sisteminde sorbent çözeltisi aşırı sulanabilir. Sorbent çözeltisinin taze hava temas kulesi öncesi bir yardımcı ısıtıcı ile ısıtılması sulanmaya engel olabilir. (Şekil 7.31)



Şekil 7.31 İkiz kule tipi entalpi geri kazanım devresinde kış çalışması ve kontrolü (Güngör A.,1988)

Bu ısıtma taze hava temas kulesini terk eden havanın çıkış sıcaklık ve nemliliğini yükseltir, böylece sistemin nemliliği ve aşırı sulanması önlenip dengelenmiş olur.

Bir termostat duyar elemanı taze hava temas kulesinin hava çıkışından aldığı uyarı ile çözelti ısıtıcıyı kontrol etmekte kullanılmaktadır, böylelikle dış sıcaklıktan bağımsız, sabit hava sıcaklığı sağlanır.

Sorbent çözeltisine otomatik olarak şamandıralı kontrol sistemiyle su ilave edilmesi, sorbent çözeltisini sabit konsantrasyonda tutar ve ikiz kule sistemi soğuk havalarda sabit nemlilikte taze hava sağlar.

7.5.2.8 Bakım

İkiz kule tipi ısı geri kazanım sistemleri yalnızca düzenli periyotlarla bakım gerektirirler. Komple bakım işlemleri, yedek parça listeleri her uygulama ile ilgili talimatnamelerinde

bulunabilir. Periyodik olarak sirkülasyon pompaları püskürtme nozülleri, sıvı transfer kontrolleri ve damlacık alıcı yastıklar kontrol ayarlama veya bakıma gereksinim duyabilir. İnhibitörlü halid (klorlu) tuz çözeltileri ikiz kule sistemlerinde enerji transfer ortamı olarak kullanılır. İmalatçıların teknik destek (çözelti izleme ve konsantrasyon değişimi raporlama, inhibitör miktarı ve PH gibi konularda) vermesi ve böylece maksimum verimliliğin sağlanması gereklidir.



8. EKONOMİK ANALİZLERDE ve ISI GERİ KAZANIM CİHAZI SEÇİMİNDE DİKKAT EDİLECEK ÖZELLİKLER

Enerji geri kazanım cihazı uygulaması ekonomik analizinde onun amortisman süresi (yaşam süreci) dikkate alınmalıdır. En verimli cihaz veya en ucuz cihaz en ekonomik çözüm olmayabilir. Cihazların ekonomik analizleri bilinen belirli yöntemlerle maliyet/fayda analizleriyle belirlenebilir. Bu analizlerde aşağıda belirtilen noktalara dikkat edilmesi gerekir.

- a) Kurulacak cihaz için yeterli alanın bulunması
- b) Kurulacak cihazın verimliliği
- c) Egzost havasının taze havaya karışabilirliğinin müsaade edilebilirliği
- d) Enerjinin mutlak maliyeti - yüksek enerji maliyetleri enerji geri kazanımını yüksek seviyelerde yapılmasını destekler.
- e) Kullanılabilir atık enerjinin miktarı - yüksek etkinlik cihaz kullanımı durumunda, cihaz maliyeti ve yer gereksinimi artan eğilimdedir.
- f) Atık enerjinin kalitesi (derecesi) - yüksek kaliteli (örneğin yüksek sıcaklık) atık enerjinin geri kazanımı düşük kaliteli atık enerjiye göre daha ekonomiktir.
- g) Sağlanan atık ısı ve kullanılacak ısının yakınlığı
- h) Çalışma ortamı. - yüksek çalışma sıcaklıkları veya korozyonun varlığı, yoğuşabilirliği çok olan partiküllerin hava akımı içinde bulunması sonucunda yüksek cihaz ve bakım maliyetleri oluşur.
- i) Isıtma ve soğutma cihazları üzerine etkileri- Isı geri kazanım ünitelerinin kullanımı, temel kullanılan cihazların (örneğin, kazan, chiller ve yakıcılar gibi) boyutlarında azalma ve ayrıca boru çaplarında değişimler ve cihazlara elektriksel dağıtımda da kazanımlar sağlar. Enerji geri kazanım ünitelerinin kullanımı, statik basıncın yenilmesini sağlamak için daha güçlü fan ve fan motoru kullanılmasını gerektirir.
- j) Nemlendirme veya nem alıcı cihazlar üzerine etkileri- Toplam enerji geri kazanım cihazının seçimi sonucunda yüksek nemlilikli hava akımından, daha az nem oranlı hava akımına nem transferi sağlanır. böylelikle soğuk havada nemlendirme maliyetleri azalmışken, ılık havada nem alma yükleri azaltılmıştır.

9. ENERJİ GERİ KAZANIMININ TERMODİNAMİK İNCELENMESİ

9.1 Hesap Yöntemi

9.1.1 Duyulur Isı Transfer Eden Isı Geri Kazanım Üniteleri

9.1.1.1 Yük Tasarrufu

$$Q = q \cdot p \cdot C_p \cdot (t_{21} - t_{11}) \cdot \varepsilon \cdot (1/3600) \quad (9.1)$$

$$Q = \text{Yük tasarrufu} \quad (\text{Kw})$$

$$q = \text{Taze hava debisi} \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$p = \text{Havanın yoğunluğu} \quad (\text{kg}/\text{m}^3)$$

$$c_p = \text{Havanın özgül ısısı} \quad (\text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{C})$$

$$t_{21} = \text{Taze hava sıcaklığı} \quad (^\circ\text{C})$$

$$t_{11} = \text{Ekzost havası sıcaklığı} \quad (^\circ\text{C})$$

$$\varepsilon = \text{Isı geri kazanım cihazının etkinliği} \quad (\%)$$

9.1.1.2 Parasal Tasarruf

$$PT = Q \cdot BEF \cdot k \quad (9.2)$$

$$PT = \text{Parasal tasarruf} \quad (\text{TL}/\text{yıl})$$

$$Q = \text{Yük tasarrufu} \quad (\text{kW})$$

$$BEF = \text{Birim enerji fiyatı} \quad (\text{TL}/\text{kW.h})$$

$$k = \text{Çalışma süresi} \quad (\text{h}/\text{yıl})$$

9.1.1.3 Isı Geri Kazanım Cihazının Kendini Amorti Etme Süresi

$$T_g = \frac{IYG}{YIT} \quad (9.3)$$

$$T_g = \text{Amorti etme süresi} \quad (\text{yıl})$$

$$IYG = \text{İlk yatırım gideri} \quad (\text{TL})$$

YİT = Toplam yıllık işletme tasarrufu (TL/yıl)

9.1.2 Hem Duyulur Hem de Gizli Isı Transfer Eden Isı Geri Kazanım Cihazları

9.1.2.1 Yük Tasarrufu

$$Q_T = q \cdot p \cdot (h_i - h_d) \cdot \varepsilon \cdot (1/3600) \quad (9.4)$$

Q_T = Yük tasarrufu (kw)

q = Taze hava debisi (m³/h)

p = Havanın yoğunluğu (kg/m³)

h_i = İç hava entalpisi (kJ/kg)

h_d = Dış hava entalpisi (kJ/kg)

ε = Isı geri kazanım cihazının etkinliği (%)

9.1.2.2 Parasal Tasarruf

$$PT = Q \cdot BEF \cdot k \quad (9.5)$$

PT = Parasal tasarruf (TL/yıl)

Q_T = Yük tasarrufu (kW)

BEF = Birim enerji fiyatı (TL/kW.h)

k = Çalışma süresi (h/yıl)

9.1.2.3 Isı Geri kazanım Cihazının Kendini Amorti Etme Süresi

Bölüm 9.1.1.3 ile aynıdır.

9.1.3 Soğu Geri Kazanımı

9.1.3.1 Taze Hava Entalpisi

$$h_s = h_d - (h_d - h_i) \cdot \varepsilon \quad (9.6)$$

h_s = Matris çıkışındaki hava entalpisi (kJ/kg)

h_d = Dış havanın entalpisi (kJ/kg)

h_i = İç havanın entalpisi (kJ/kg)

ε = Isı geri kazanım cihazının etkinliği (%)

9.1.3.2 Yük Tasarrufu

Bölüm 9.1.2.1 ile aynıdır.

9.1.3.3 Parasal Tasarrufu

Bölüm 9.1.2.2 ile aynıdır.

9.1.3.4 Isı Geri Kazanım Cihazının Kendini Amorti Etme Süresi

Bölüm 9.1.1.3 ile aynıdır.



10. ENERJİ GERİ KAZANIMININ OPTİMİZASYONUNUN İNCELENMESİ

10.1 Ekonomik Kriterler

Isı geri kazanım cihazlarının ekonomik incelenmesinde, tesisin ilk yatırım maliyeti ve işletme maliyetleri göz önüne alınmalıdır.

10.1.1 İlk Yatırım Maliyeti

- 1) Isı geri kazanım cihazının fiyatı,
- 2) Isı değiştiricinin tesisata bağlanması (sonradan ilavesinde),
- 3) Kullanılması gereken otomatik kontrol ünitelerin fiyatı,
- 4) Isı değiştirici için kullanılması gereken ilave kanallar, montajı, işçiliği (sonradan ilavesinde),
- 5) Isı geri kazanım cihazının basınç kaybını yenebilmek için, ilave fan kullanılması gerektiği durumlarda, fan ve/veya motor fiyatı,
- 6) Gerekmesi durumunda filtrelerin fiyatı,
- 7) Kapasite kontrol cihazı veya hız kontrol cihazı fiyatı,
- 8) Don olması ihtimali olan tesislerde, ön ısıtıcı ve otomatik don kontrol ünitesi fiyatı,
- 9) Isı geri kazanım cihazının kullanılması ile, azalan ısıtma yükü dolayısıyla kazan ve ısıtıcı ekipman tasarrufu,
- 10) Azalan yükten dolayı kullanılan ısıtıcı batarya, boru ve pompa tasarrufu,
- 11) Azalan yükten dolayı kullanılan soğutucu ekipman tasarrufu
- 12) Toplam ısı geri kazanım cihazı kullanımı sonucu, nemlendirici maliyetinin azalması

10.1.2 İşletme Maliyetleri

- 1) Isı geri kazanım cihazının ve/veya filtrelerin bakım giderleri,
- 2) İlave konulması muhtemel fanların harcadığı enerji giderleri,
- 3) IGKçalıştırılması, kontrol cihazlarının ve ön ısıtıcının işletme giderleri,

- 4) Yıllık ısıtma enerjisi tasarrufu,
- 5) Yıllık soğutma enerjisi tasarrufu.



11. ISI GERİ KAZANIM CİHAZININ FAYDALILIĞI ve OPTİMİZASYONU İLE İLGİLİ UYGULAMA ÖRNEKLERİ

Üzerinde çalışmalar yapılan klima santrali, İstanbul'da halen proje yapımı devam eden bir Otel için düşünülmektedir. Santral, fan-coil ile ısıtılıp soğutulan Otel 1. katında bulunan 162 otel odasına, taze hava sağlamak ve bu taze havayı şartlandırmak amacıyla kurulmuştur. Klima santrali çıkışındaki hava şartları, ortamı şartlandırmak amacıyla kullanılmadığından, ortam şartları olarak belirlenmiştir. Ortam şartları yaz ve kış aylarında sırasıyla 24°C ve 22°C - %50 bağıl nem kabul edilmiştir. Santral %100 dış hava ile çalışmaktadır.

Mevcut kullanılan sistemin verileri:

Taze hava debisi: $q= 13.000 \text{ m}^3/\text{h}$

Klima santrali toplam hava debisi: $q=13.000 \text{ m}^3/\text{h}$ (%100 dış hava ile çalıştığı için)

Kış aylarında istenen oda şartlarını sağlamak amacıyla, klima santraline ön ısıtıcı batarya nemlendirici ünitesi ve son ısıtıcı hücresi yerleştirilmiştir. Yaz aylarında ise soğutucu batarya kullanılmış ve istenen oda şartları temin edilmiştir.

Yapılacak hesaplarla, otel odaları için düşünülen bu klima santrali için, öncelikle İstanbul iklim şartlarında, klima santrallerinin konulacağı hacmin büyüklüğünün oldukça müsait olduğu bilindiğine göre, ısı geri kazanım cihazı kullanmanın gerekli olup olmadığı incelendikten sonra, sonuçlarda gerekli olduğu anlaşılırsa Alışveriş Merkezi, Otel, Fabrika gibi yapılarda ülkemizde sık olarak kullanılmaya başlanan higroskobik döner tip ısı geri kazanım cihazı ile plakalı ısı geri kazanım cihazlarının ayrı ayrı hangi boyut ve etkinlikteki cihazın en iyi maliyeti vereceği (Optimizasyonu) araştırıldıktan sonra, cihazların ömrü boyunca işletmeye sağlayacağı faydalar karşılaştırılarak hangi cihazın, hangi boyut ve etkinlikte bu projede kullanılması gerektiğine karar verilecektir.

Hesaplarda, İstanbul için dış hava dizayn değerleri, daha gerçekçi bir hesap için, ekstrem değerlerden ziyade, her ay için (o ayın bulunduğu mevsim itibariyle) Aralık, Ocak, Şubat Mart, Nisan ve Kasım ayları ısıtma sezonu olarak alınmış ve her aya ait dış hava dizayn sıcaklık değerleri o ay ulaşılan sıcaklıkların ortalaması olarak; Mayıs ve Ekim ayları da ısıtma sezonu olarak düşünülmüş ancak geçiş mevsimi olduklarından, o ay ulaşılan en yüksek ve en düşük değerlerin ortalaması olarak alınmıştır. Haziran, Temmuz, Ağustos ve Eylül

ayları mevsim itibariyle soğutma sezonu olarak incelenmiş ve her aya ait dış dizayn değerleri o ay ulaşılan en yüksek sıcaklıkların ortalaması olarak alınmıştır.

Çizelge 11.1 İstanbul için ortalama dış hava sıcaklıkları ve ortalama bağıl nem.
(Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü, 2004)

AYLAR	DONEM	DIŞ HAVA SICAKLIĞI (°C)	DIŞ HAVA BAĞIL NEMİ (%)
OCAK	ISITMA	2.5	80
ŞUBAT	ISITMA	2.5	75
MART	ISITMA	3.5	75
NİSAN	ISITMA	11.5	75
MAYIS	ISITMA	16.3	75
HAZİRAN	SOĞUTMA	26	70
TEMMUZ	SOĞUTMA	29	70
AĞUSTOS	SOĞUTMA	29	70
EYLÜL	SOĞUTMA	26	75
EKİM	ISITMA	15.6	78
KASIM	ISITMA	11.7	80
ARALIK	ISITMA	5.2	80

11.1 Higroskopik Döner Isı Geri Kazanım Ünitesi Uygulaması İçin Hesaplar

Taze hava debisi: $q = 13.000 \text{ m}^3/\text{h}$

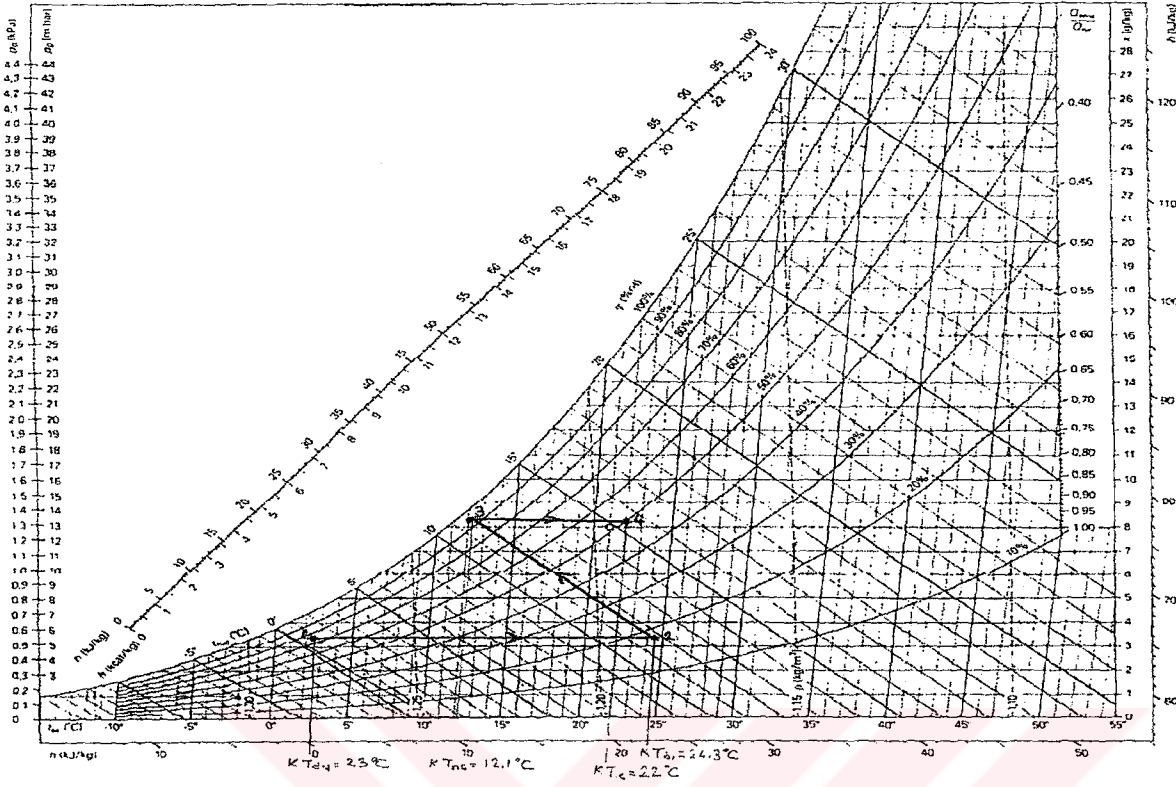
Klima santrali toplam hava debisi: $q = 13.000 \text{ m}^3/\text{h}$ (%100 dış hava ile çalıştığı için)

Oda havası dizayn şartları : Isıtma sezonu için 22°C ve %50 izafi nem, soğutma sezonu için 24°C KT ve 17°C YT sıcaklıklarıdır.

Kış aylarında ısı geri kazanımsız oda havası şartlarını sağlayabilmek için havaya uygulanan prosesler; ön ısıtma, nemlendirme ve son ısıtmadır. (Şekil 11.1)

Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık ($K_{tnç}$) = 12,1 °C

Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem (ϕ) = % 93



Şekil 11.1 Şubat ayı enerji geri kazanımsız, rotor çapı =1500 mm için havanın davranışının psikrometrik diyagramda incelenmesi

11.1.1 Enerji Geri Kazanımsız Olarak İstenilen Şartlarda Hava Sağlayabilmek için Toplam Isıtıcı Serpantin Gücü:

$$Q1 = q \cdot c_p \left[\rho_1 \cdot (KT_{\delta 1} - KT_{\delta 1s}) + \rho_2 \cdot (KT_{\delta 2a} - KT_{n\check{c}}) \right] \cdot (1/3600) \quad (11.1)$$

$Q1$ = Toplam ısıtıcı batarya gücü, (KW)

q = Klima santrali hava debisi (13.000 m³/h)

c_p = Hava özgül ısısı (KJ/kg°C)

ρ_1 = Ön ısıtıcı batarya çıkışı hava yoğunluğu (Psikrometrik diyagramdan) (kg/m³)

$KT_{\delta 1}$ = Ön ısıtıcı çıkışındaki hava sıcaklığı (Psikrometrik diyagramdan) (°C)

$KT_{\delta 1s}$ = Ön ısıtıcı bataryaya hava giriş sıcaklığı (Çizelge 11.1)

$KT_{\delta 2a}$ = Oda sıcaklığı (22°C)

$KT_{n\check{c}}$ = Nemlendirici çıkışı hava sıcaklığı (12,1 °C)

Bu durumda toplam batarya gücü

$$Q1 = 13.000. 1. [\rho_1. (KT_{d1} - KT_{dış}) + 1,19. (22-12,1)] .(1/3600)$$

11.1.2 Enerji Geri Kazanımsız Olarak İstenilen Şartlarda Hava Sağlayabilmek İçin Toplam Soğutucu Serpantin Gücü:

$$Q1 = q. \rho. (hdış - hiç). (1/3600) \quad (11.2)$$

$Q1$ = Toplam soğutucu batarya gücü, (KW)

ρ_1 = Dış hava yoğunluğu (kg/m^3)

$hdış$ = Dış havanın entalpisi (KJ/kg)

$hiç$ = İç hava entalpisi (KJ/ kg)

11.1.3 Enerji geri Kazanımlı Toplam Isıtıcı Serpantin Gücü:

Enerji geri kazanımlı toplam batarya gücünün hesaplanabilmesi için, öncelikle cihaz etkinliği bilinmelidir. Bu nedenle döner tip ısı geri kazanım cihaz seçimi yapılmalıdır.

Döner tip (Rotorlu) ısı geri kazanım cihazının seçilmesi için gerekli kriterler hava debisi ve egzost havasının taze havaya oranıdır.

Enventus firmasının hazırladığı diyagram incelendiğinde (Şekil 11.4) $13.000 m^3/h$ ve $0,9'$ luk E/TH oranı için 6 tip döner tip ısı geri kazanım cihazı seçilebilir.

Buna göre;

1500 mm çapındaki IGK için % 64,5 etkinlik, 180 Pa basınç düşümü ve 4,3 m/sn hız

1700 mm çapındaki IGK için % 69 etkinlik, 138 Pa basınç düşümü ve 3,4 m/sn hız

1900 mm çapındaki IGK için % 73 etkinlik, 108 Pa basınç düşümü ve 2,7 m/sn hız

2000 mm çapındaki IGK için % 74,5 etkinlik, 98 Pa basınç düşümü ve 2,6 m/sn hız

2150 mm çapındaki IGK için % 76,5 etkinlik, 83 Pa basınç düşümü ve 2,15 m/sn hız

2400 mm çapındaki IGK için % 80 etkinlik, 66 Pa basınç düşümü ve 1,77 m/sn hız

sonuçları Şekil 11.4'den okunur.

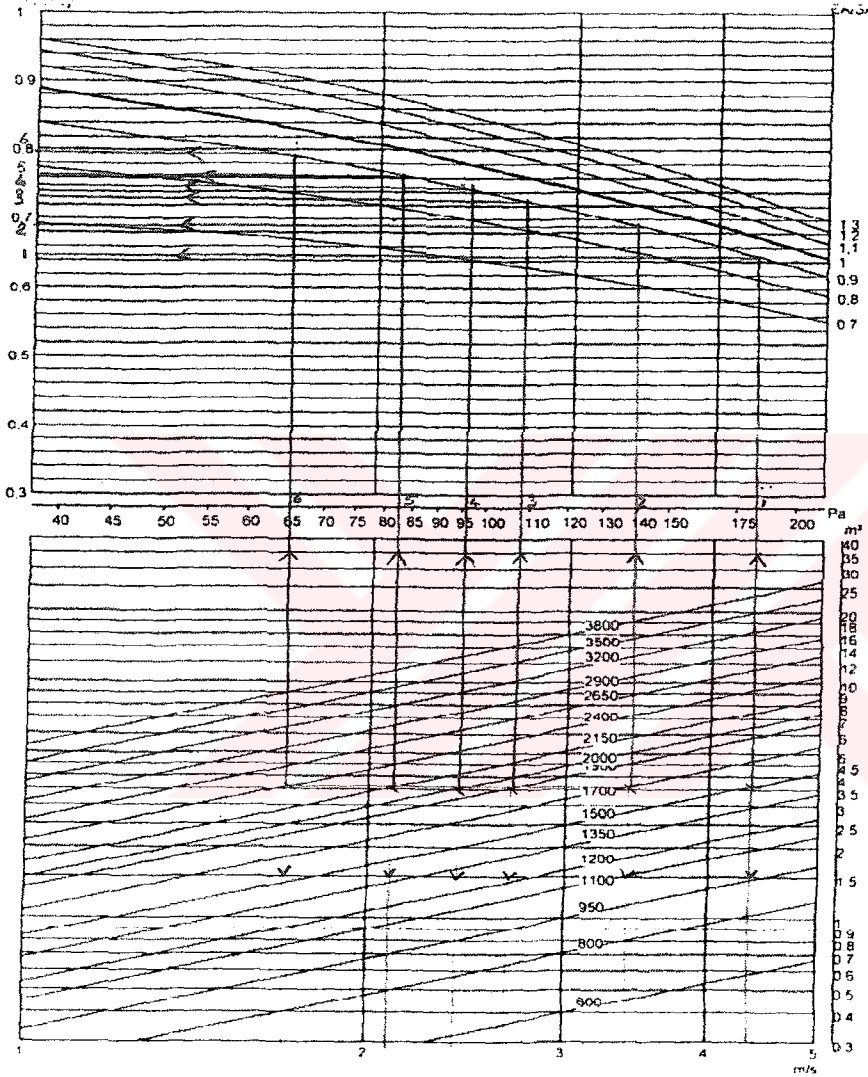
Bunlardan uygulanacak olanı, işe ilk yatırım ve işletme maliyetleri açısından yapılacak analizlerde optimum değeri verecek olan cihazdır.

KAPASİTE

Rotor Hızı :10 rpm

Sıcaklık etkinliği

Oran : T/HEH



Şekil 11.1.a Rotorlu ısı geri kazanım tekerinde debi, hız, basınç düşümü, sıcaklık ve nem etkinlik ilişkisi ile ilgili diyagram (Enventus firma kataloğu)

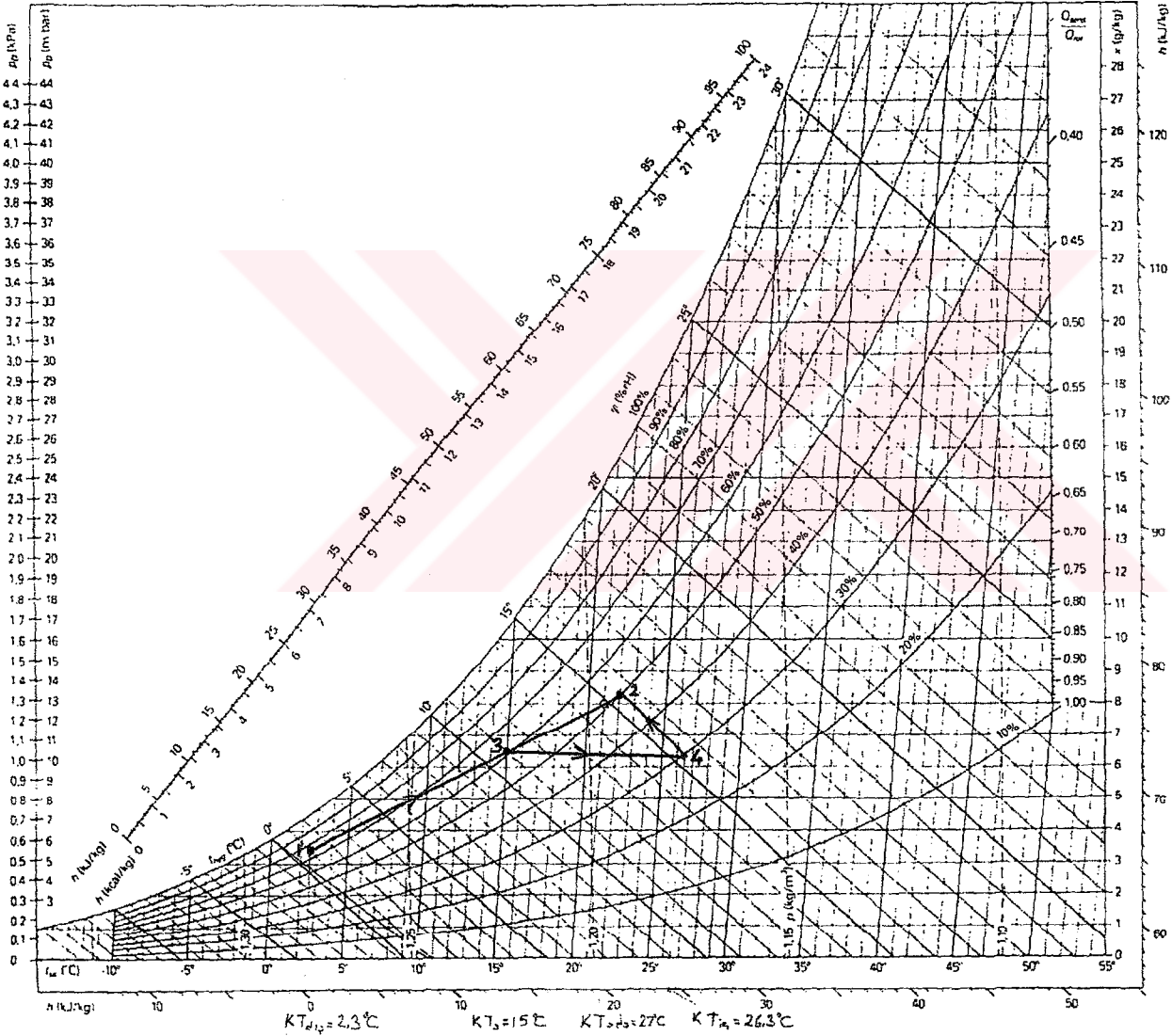
11.1.4 Kış Sezonu için Enerji Geri Kazanımlı Toplam Isıtıcı Serpantin Gücü:

11.1.4.1 Havanın Isı Tekeri Çıkış Şartları Hesabı

$$\Delta KT = (KT_{oda} - KT_{dış}) \cdot \varepsilon \quad (11.3)$$

$$KT_s = \Delta KT + KT_{dış} \quad (11.4)$$

$$\Delta KT = \text{Isı tekeri sıcaklık geri kazanımı} \quad (^\circ\text{C})$$



Şekil 11.2 Şubat ayı enerji geri kazanımlı, rotor çapı =1500 mm için havanın davranışının psikrometrik diyagramda incelenmesi

Teker çıkışındaki bağıl nem değeri (ϕ), higroskopik bir teker seçildiğinden, KTiç ile KTDış noktalarını birleştiren doğru üzerinde KTs' nin işaretlenmesi ile bulunacak değerdir.(Şekil 11.2)

Aşağıdaki iki yöntemle havanın ısı tekeri çıkış özgül nem değeri bulunursa ve psikrometride KTs ile Xs in kesişimi işaretlenirse bu noktanın KTiç ile KTDış noktalarını birleştiren doğru üzerinde olduğu rahatlıkla bulunabilmektedir.

1.yöntemde (7.4) eşitliği yardımıyla, maksimum dönme hızında ve eşit olmayan kütle akımında;

$\epsilon_{t1} = \epsilon_{x1}$; $\epsilon_{t2} = \epsilon_{x2}$ olduğu bilindiğinden,

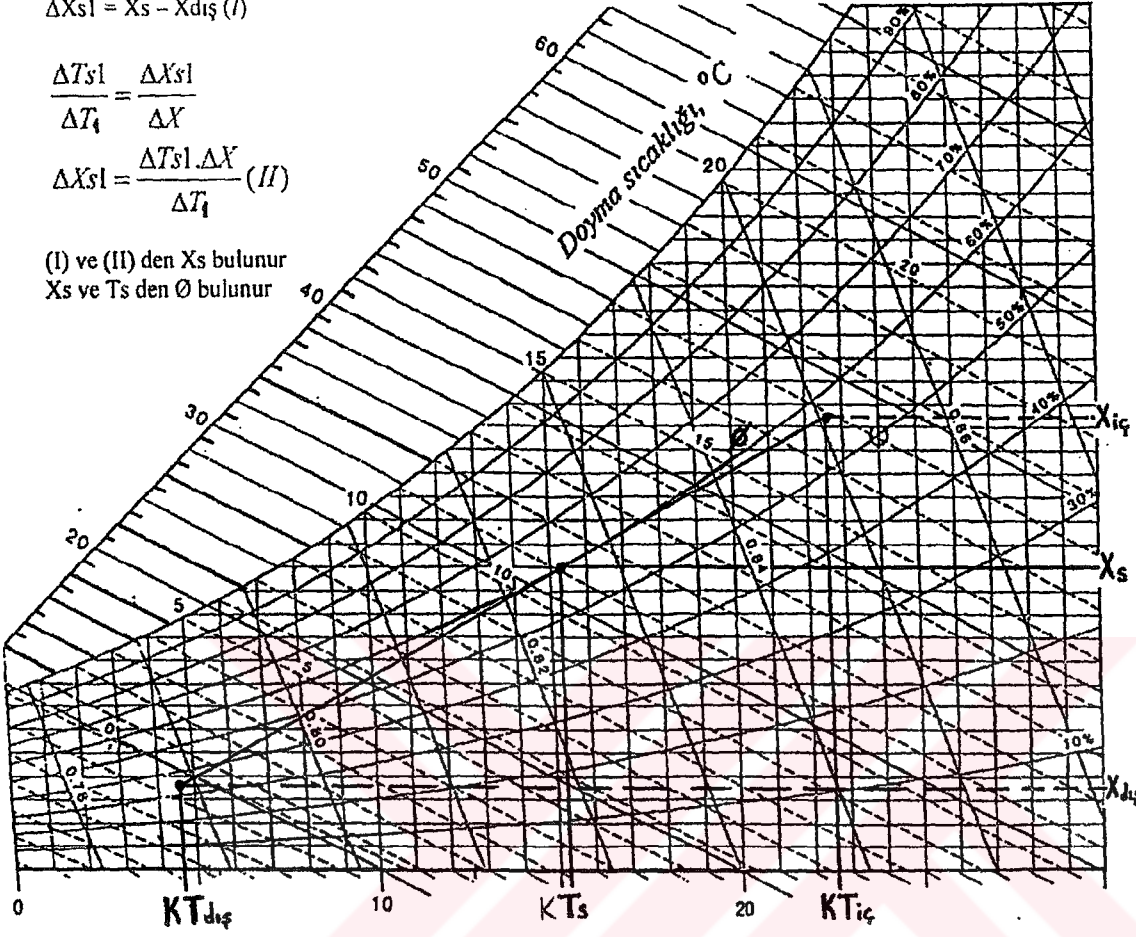
$$\epsilon_{x1} = \frac{X_{dış} - X_s}{X_{dış} - X_{iç}} \text{ buradan } X_s \text{ bulunabilir.} \quad (11.5)$$

2. yöntemde ise hesaplama yöntemi benzerliğe göre yapılabilir. (Yücel T.2002)

$$\begin{aligned}\Delta T_i &= K T_{iç} - K T_{dış} \\ \Delta T_{s1} &= T_s - K T_{dış} \\ \Delta X &= X_{iç} - X_{dış} \\ \Delta X_{s1} &= X_s - X_{dış} \quad (I)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{\Delta T_{s1}}{\Delta T_i} &= \frac{\Delta X_{s1}}{\Delta X} \\ \Delta X_{s1} &= \frac{\Delta T_{s1} \cdot \Delta X}{\Delta T_i} \quad (II)\end{aligned}$$

(I) ve (II) den X_s bulunur
 X_s ve T_s den \emptyset bulunur



Her iki yöntemde de X_s değeri aynı olarak bulunur.

11.1.4.2 Enerji Geri Kazanımlı Isıtıcı Batarya Yüğü

$$Q_2 = q \cdot c_p \cdot \rho_2 \cdot (K T_{iç} - K T_s) \cdot (1/3600) \quad (11.6)$$

Q_2 = Enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya yükü, (KW)

q = Klima santrali hava debisi (13.000 m³/h)

c_p = Hava özgül ısısı (KJ/kg°C)

ρ_2 = ısıtıcı çıkışındaki hava yoğunluğu (Psikrometrik diyagramdan)

$K T_{iç}$ = Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (°C)

$K T_s$ = Rotorlu ısı geri kazanım cihazı çıkışındaki havanın sıcaklığı (°C)

11.1.4.3 Tasarruf Edilen Enerji

$$Q_{et} = Q_1 - Q_2 \text{ (KW)} \quad (11.7)$$

11.1.4.4 Yakıt Tasarrufu

$$YT = \frac{Q_{et}.3600}{Hu.\eta_k} \quad (11.8)$$

YT = Yakıt tasarrufu, (m³/AY)

t = Rotorlu ısı geri kazanım tekerinin aylık çalışma süresi (h / AY)

Hu = Yakıtın alt ısı değeri (doğalgaz için 34.485 KJ / m³)

η_k = Kazan verimi (%85)

11.1.4.5 Parasal Tasarruf

$$PT = YT \cdot BYF \quad (11.9)$$

PT = Parasal tasarruf, TL/AY

BYF= birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibariyle 317.113 TL/m³)

11.1.5 Yaz Sezonu için Enerji Geri Kazanımlı Toplam Isıtıcı Serpantin Gücü:

IGK cihazsız ve rotor çapı 1500 mm'lik IGK cihazı 'na sahip klima santralindeki havanın Temmuz ayı içinde davranışını gösteren psikrometrik diyagram Şekil 11.3'de verilmiştir.

Psikrometrik diyagramda hs noktası, hi ile hd nin bulunduğu şarttaki noktaları birbirine bağlayan doğru üzerindedir.

11.1.5.1 Entalpi Geri Kazanımı

$$\Delta h = (h_d - h_s).\epsilon \quad (11.10)$$

Δh = entalpi geri kazanımı (KJ/kg)

hdış = Dış havanın entalpisi (KJ/kg)

hs = Rotor matris çıkış hava entalpisi (KJ/ kg)

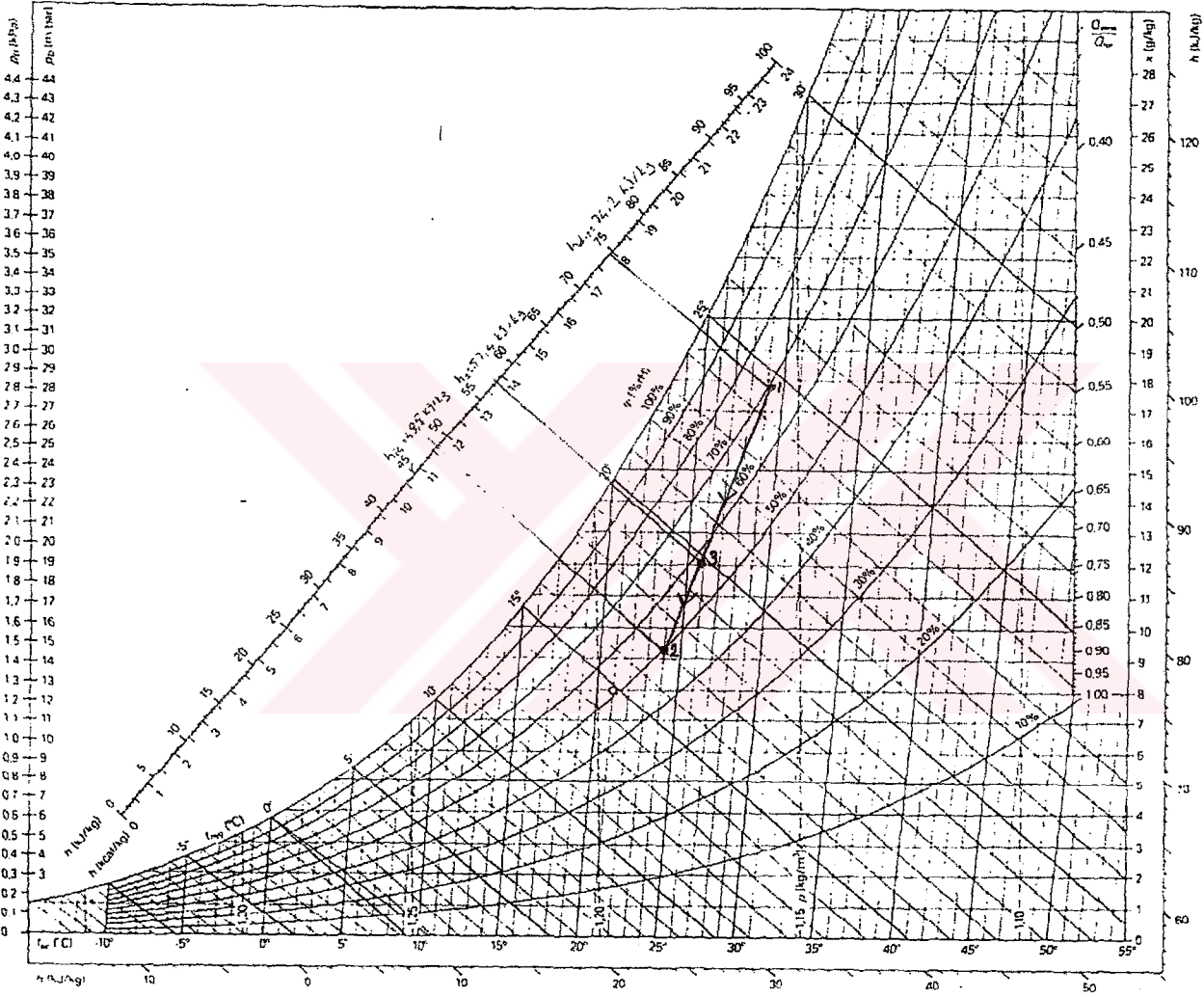
11.1.5.2 Tasarruf Edilen Enerji

$$Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1/3600) \quad (11.11)$$

Q_2 = Enerji tasarrufu (KW)

ρ = Dış hava yoğunluğu (kg/m^3)

Δh = Entalpi geri kazanımı (KJ/kg)



Şekil 11.3 Temmuz ayı enerji geri kazanımlı ve kazanımsız, rotor çapı =1500 mm için havanın davranışının psikrometrik diyagramda incelenmesi

11.1.5.3 Elektrik Tasarrufu

$$Te = \frac{Q_2 \cdot t}{COP} \quad (11.12)$$

Te = Elektrik tasarrufu (KWh / AY)

t = Tekerleğin aylık çalışma süresi (h/AY)

COP = Kompresör işletme faktörü, yaklaşık 2,8 olarak alınabilir.

11.1.5.4 Parasal Tasarruf

$$P_t = T_e \cdot E_p \quad (11.13)$$

P_t = Parasal tasarruf (TL/AY)

E_p = Elektrik fiyatı (Nisan 2004 itibariyle 127.800 TL / KWh)

Aşağıda seçilmiş olan Rotorlu tip higroskopik ısı geri kazanım tekerleri için aylık enerji tasarrufu hesapları ve bu tasarrufun parasal değerleri çizelgeler halinde verilmiştir.

ARALIK

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz Rotor Çapı	(D)	1500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	64,5 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	180 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	4,3 m/s
Çalışma dönemi	()	ARALIK
Döner tip ısı değiştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	744 saat/ay
Havanın özgül ısısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KTnç)	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki bağıl nem	(φ)	93 %
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(hnç)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısıl değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(ηk)	85 %
Birim yakıt fiyatı	(BYF)	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

Çizelge 11.2 Aralık ayı ve D=1500 mm'lik higroskopik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

Oda sıcaklığı	(°C)	KToda	22
Oda bağıl nemi	(%)	φoda	50
Oda özgül nemi	(gr/kg)	Xoda	8,2
Dış hava sıcaklığı	(°C)	KTdış	4,8
Dış hava bağıl nemi	(%)	φdış	80
Dış hava özgül nemi	(gr/kg)	Xdış	4,3
$\Delta KT = (KToda - KTDış) \cdot \epsilon$	(°C)	ΔKT	11,094
$KTs = \Delta KT + KTDış$	(°C)	KTs	15,894
$Xs = [(Ts - KTDış) \cdot (Xiç - Xdış) / (KTiç - KTDış)] + Xdış$	(gr/kg)	Xs	6,8155
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (IGK cihazı ile beraber)	(°C)	KTiç	25,5
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı	(°C)	KT _{o1}	21,7
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	kg/m ³	ρ ₁	1,267
Enerji Geri Kazanımsız ısıtıcı batarya gücü $Q1 = q \cdot cp \cdot [\rho_1 \cdot (T_{o1} - KTDış) + 1,19 \cdot (KTiç - KTnç)] \cdot (1/3600)$	kW	Q ₁	119,86
Enerji Geri Kazanımlı ısıtıcı batarya gücü $Q2 = q \cdot cp \cdot p \cdot (KTiç - KTs) \cdot (1/3600) \cdot p = 1.177 \text{ kg/m}^3$	kW	Q ₂	40,83
Enerji tasarrufu $Qet = Q1 - Q2$	kW	Q _{et}	79,04
Yakıt tasarrufu $YT = Qet \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta k)$	m ³ /AY	YT	7221,9
Parasal tasarruf $PT = YT \cdot BYF$	TL/AY	PT	2.290.172.366

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	1500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(e)	64,5 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	180 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	4,3 m/s
Havanın özgül ısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KTnç)	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(hnc)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(ηk)	85 %
Birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibarıyla)	(BYF)	317113 TL/m ³

Çizelge 11.3 Ocak-Şubat-Mart-Nisan ayları ve D=1500 mm'lik higroskopik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	OCAK	ŞUBAT	MART	NISAN
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	672	744	720
Dış Sıcaklık	2,3	2,3	3,6	11,5
Dış hava özgül nemi (xds)	3,6	3,3	3,7	6,3
$\Delta KT = (K Tiç - Ktdış) . e$	12,7065	12,7065	11,868	6,7725
$KTs = AKT + KTdış$	15,0065	15,0065	15,468	18,2725
$Xs = [(Ts - KTdış) \times (Xiç - Xds)] / (K Tiç - K Tdış)] + Xds$ (Xiç=8,2gr/kg)	1,97	1,56	2,10	5,63
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (IGK ile beraber) K Tiç	26	26,3	26	23,8
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (KTö1)	23,5	24,3	23,3	16,8
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,187	1,184	1,188	1,213
Enerji Geri Kazanimsız ısıtıcı batarya gücü	133,41	136,60	127,06	65,76
$Q1 = q . cp [p_1 . (KTö1 - KTdış) + 1,19 . (KToda - KTnç)] . (1/3600)$	1,1750	1,174	1,175	1,183
Isıtıcı çıkışındaki yoğunluk p ₂	46,65	47,89	44,69	23,61
Enerji Geri Kazanımli ısıtıcı batarya gücü	86,77	88,72	82,37	42,14
$Q2 = q . cp . p . (Ktiç - Ts) . (1/3600)$	7928,40	7322,11	7526,32	3726,75
Enerji Tasarrufu QET= Q1 - Q2	2.514.198.015	2.321.936.640	2.386.695.110	1.181.799.706
Yakıt Tasarrufu				
YT=QET. t. 3600 / (Hu. ηk)				
Paraca Tasarruf				
PT=YT . BYF				

Debi	(g)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	1500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(e)	64,5 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	180 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	4,3 m/s
Havanın özgül ısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KT _{ıç})	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(h _{ıç})	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(η _k)	85 %
Birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibarıyla)	(BYF)	317113 TL/m ³

Çizelge 11.4 Mayıs-Ekim Kasım ayları ve D=1500 mm'lik higroskopik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

MAYIS VE EKİM AYLARI ÖN ISITMASIZ	MAYIS	EKİM	KASIM
Oda Sıcaklığı	22	22	22
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	720
Dış Sıcaklık	16	14,8	11
Dış hava özgül nemi (x _{dış})	3,6	3,3	6,5
$\Delta KT = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot e$	3,87	4,644	7,095
$KT_s = \Delta KT + KT_{dış}$	19,87	19,444	18,095
$X_s = [(Ts - KT_{dış}) \cdot (X_{iç} - X_{dış}) / (KT_{iç} - KT_{dış})] + X_{dış}$ (X _{iç} =8,2g/kg)	1,97	1,56	5,90
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (IGK ile beraber) KT _{iç}	-	-	23,5
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (KT _{ö1})	-	-	16,3
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	-	-	1,215
Enerji Geri Kazanımısız ısıtıcı batarya gücü	25,78	30,94	65,80
$Q1 = q \cdot cp \cdot [\rho_1 \cdot (KT_{ö1} - KT_{dış}) + 1,19 \cdot (KT_{iç} - KT_{ıç})] \cdot (1/3600)$	1,190	1,190	1,184
Isıtıcı çıkışındaki yoğunluk ρ_2	9,15	10,98	23,11
Enerji Geri Kazanımılı ısıtıcı batarya gücü	16,63	19,96	42,69
$Q2 = q \cdot cp \cdot \rho \cdot (KT_{iç} - Ts) \cdot (1/3600)$	1519,59	1823,50	3774,68
Enerji Tasarrufu Q _{ET} = Q ₁ - Q ₂	481.880.225	578.256.270	1.197.000.196
Yakıt Tasarrufu			
YT = Q _{ET} / t · 3600 / (Hu · η _k)			
Paraca Tasarruf			
PT = YT · BYF			

HAZİRAN

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	1500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	64,5 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	180 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	4,3 m/s
Çalışma dönemi	()	HAZİRAN
Döner tip ısı değiştirgecinin aylık çalışma süresi	(t)	720 saat/ay
Dış hava yoğunluğu	(ρ)	1,174 kg/m ³
Kompresör İşletme faktörü	(COP)	2,8
Elektrik birim fiyatı	(Ep)	127800 TL/kwh

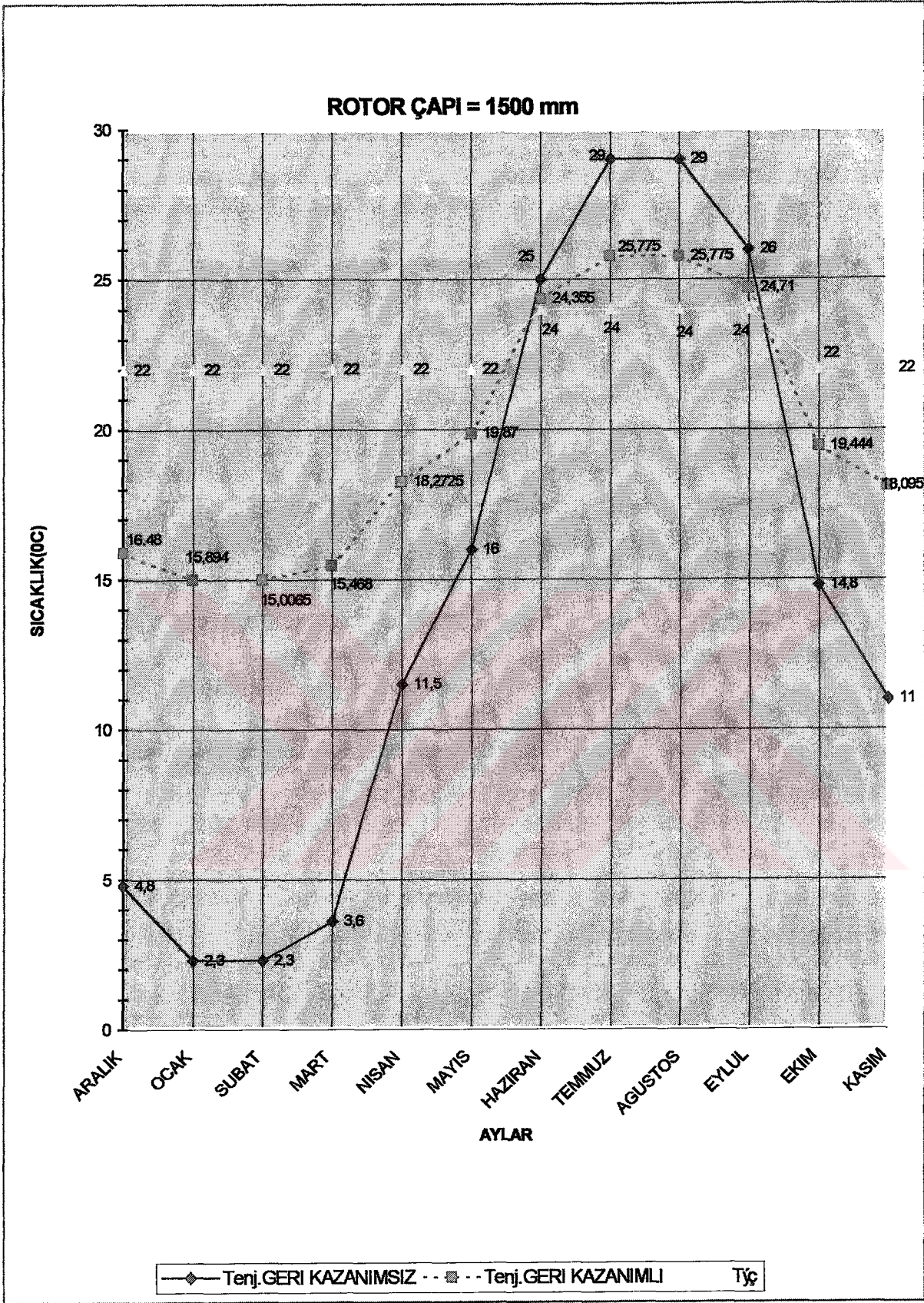
Çizelge 11.5 Haziran ayı ve D=1500 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanım özet hesap tablosu

Oda sıcaklığı (Kuru termometre)	(°C)	KTiç	24
Oda sıcaklığı (Yaş termometre)	(°C)	YTiç	17
Oda özgül nemi	(gr/kg)	xoda	9,3
Dış hava sıcaklığı (Kuru termometre)	(°C)	KTdış	25
Dış hava sıcaklığı (Yaş termometre)	(°C)	YTdış	20,9
Dış hava özgül nemi	(gr/kg)	xdış	13,9
$\Delta KT=(KT_{dış} - K_{iç}) \cdot \epsilon$	(°C)	ΔKT	0,645
$\Delta YT=(YT_{dış} - Y_{iç}) \cdot \epsilon$	(°C)	ΔYT	2,5155
$KT_s=KT_{dış} - \Delta KT$	(°C)	KTs	24,36
$YT_s=YT_{dış} - \Delta YT$	(°C)	YTs	18,4
$X_s=(X_{dış} - X_{iç}) \cdot \epsilon + X_{dış}$	(°C)	Xs	10,9
Dış hava entalpisi	(kj/kg)	hd	60,5
Matris çıkış hava entalpisi (KTs, Xs ve YTs ile Psik.den)	(kj/kg)	hs	52,1
İç hava entalpisi	(kj/kg)	hi	47,8
$\Delta h = (hd - hs) \cdot \epsilon$	(kj/kg)	Δh	5,418
Enerji Geri Kazanımsız batarya yükü $Q_1=q \cdot \rho \cdot (hd_{ış} - hiç) \cdot (1/3600)$	kW	Q1	53,84
Enerji Tasarrufu $Q_2=q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$	kW	Q2	22,97
Enerji Geri Kazanımlı batarya yükü $Q_3= Q_1 - Q_2$	kW	Q3	30,87
Elektrik tasarrufu $Te =Q_2 \cdot t / COP$	(kw.h/ AY)	Te	5906,39
Paraca tasarruf $Pt=Te \cdot Ep$	TL/AY	Pt	754.837.153

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	1500 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	64,5 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	180 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	4,3 m/s
Kompresör işletme faktörü	(COP)	2,8 kJ/m ³
Elektrik birim fiyatı	(Ep)	127800 TL/kwh

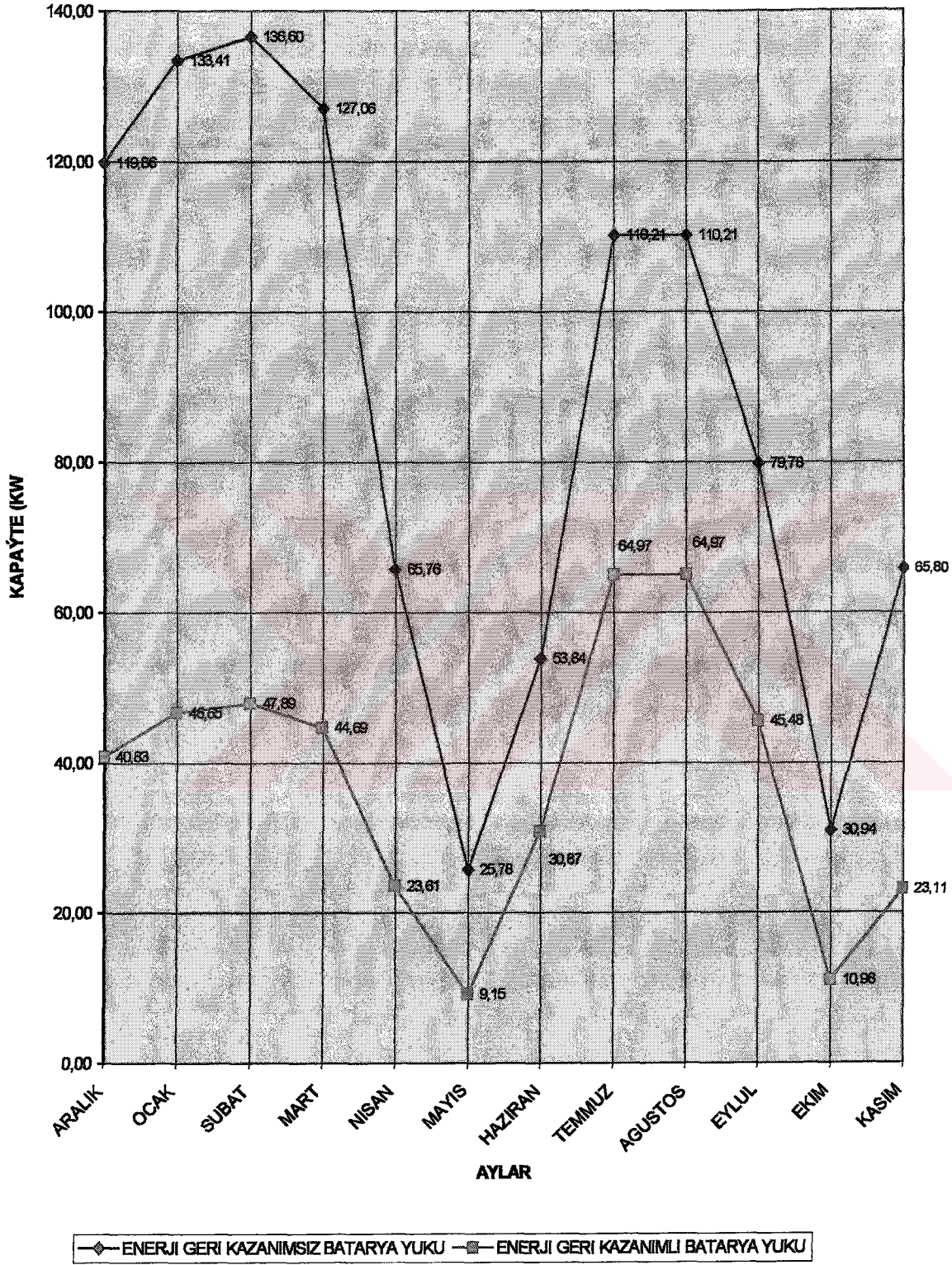
Çizelge 11.6 Temmuz-Ağustos-Eylül ayları ve D=1500 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	TEMMUZ	AGUSTOS	EYLUL
Oda sıcaklığı (Kuru termometre)	24	24	24
Oda sıcaklığı (Yaş termometre)	17	17	17
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	720
Dış hava sıcaklığı (Kuru termometre)	29	29	29
Dış hava sıcaklığı (Yaş termometre)	24,5	24,5	24,5
Dış hava yoğunluğu	1,156	1,156	1,169
Dış hava özgül nemi X _{dış} (gr/kg)	17,6	17,6	15,9
ΔKT=(KT _{dış} - K _{iç}) . ε	3,23	3,23	3,23
ΔYT=(YT _{dış} - Y _{iç}) . ε	4,84	4,84	4,84
KTs=KT _{dış} - ΔKT	25,78	25,78	25,78
YTs=YT _{dış} - ΔYT	19,66	19,66	19,66
X _{ss} =(X _{dış} - X _{iç}) .ε+ X _{dış} (gr/kg) (X _{iç} =9,3gr/kg)	12,20	12,20	11,3
Dış hava entalpisi (kJ/kg)	74,2	74,2	66,7
Matris çıkış hava ent.(KTs ve Yts ile Psikr.) h _s (kJ/kg)	57,4	57,4	54,1
İç hava entalpisi h _i (kJ/kg)	47,8	47,8	47,8
Δh = (h _d - h _s) . ε	10,836	10,836	8,127
Enerji Geri Kazanımsız batarya yükü	110,21	110,21	79,78
Q1=q. p. (h _{dış} - h _{iç}) . (1/3600) (KW)			
Enerji Tasarrufu	45,23	45,23	34,31
Q2=q. p. Δh. (1/3600) (KW)			
Enerji Geri Kazanımlı batarya yükü	64,97	64,97	45,48
Q3= Q1 - Q2 (KW)			
Elektrik tasarrufu			
Te =Q2 .t / COP (KW/hAY)	12019,39	12019,39	8821,86
Paraca tasarruf			
Pt=Te. Ep (TLAY)	1.536.078.604	1.536.078.604	1.127.433.516



Şekil 11.4 Rotor çapı 1500 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değıştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları

ROTOR ÇAPı = 1500 mm



Şekil 11.5 Rotor çapı 1500 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde batarya yükleri

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	1700 mm
Döner tip ısı değiştirci etkinliği	(e)	69 %
Döner tip ısı değiştircinin basınç kaybı	(ΔP)	138 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	3,4 m/s
Havanın özgül ısısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KTıç)	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(hıç)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(ηk)	85 %
Birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibarıyla)	(BYF)	317113 TL/m ³

Çizelge 11.7 Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve D=1700 mm'lik higroskopik İGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	ARALIK	OCAK	ŞUBAT	MART
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Döner Tip ısı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	672	744
Dış Sıcaklık	4,8	2,3	2,3	3,6
Dış hava özgül nemi (xdiş)	4,3	3,6	3,3	3,7
$\Delta KT = (KTiç - Ktdış) \cdot e$	11,868	13,593	13,593	12,696
$KTs = \Delta KT + K Tdış$	16,668	15,893	15,893	16,296
$Xs = [(Ts - K Tdış) \cdot (X_{iç} - X_{diş}) / (K T_{iç} - K T_{diş})] + X_{diş}$ (X _{iç} =8,2g/kg)	3,09	2,17	1,78	2,31
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (İGK ile beraber) KTiç	25	25,5	25,8	25,5
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (KTö1)	21,7	23,5	24,3	23,3
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,267	1,187	1,184	1,188
Enerji Geri Kazanımısız ısıtıcı batarya gücü	119,86	133,41	136,60	127,06
$Q1 = q \cdot cp \cdot [\rho_1 \cdot (KTö1 - K Tdış) + 1,19 \cdot (K T_{oda} - K T_{iç})] \cdot (1/3600)$	1,1797	1,177	1,176	1,177
Isıtıcı çıkışındaki yoğunluk p ₂				
Enerji Geri Kazanımılı ısıtıcı batarya gücü	35,49	40,83	42,07	39,12
$Q2 = q \cdot cp \cdot p \cdot (Ktiç - Ts) \cdot (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu QET= Q1 - Q2	84,37	92,58	94,53	87,94
Yakıt Tasarrufu				
$YT = QET \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta_k)$	7709,30	8459,62	7802,00	8035,13
Paraca Tasarruf				
$PT = YT \cdot BYF$	2.444.719.923	2.682.653.989	2.474.116.149	2.548.043.004

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	1700 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(e)	69 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	138 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	3,4 m/s
Havanın özgül ısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KTnç)	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(hnç)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(ηk)	85 %
Birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibarıyla)	(BYF)	317113 TL/m ³

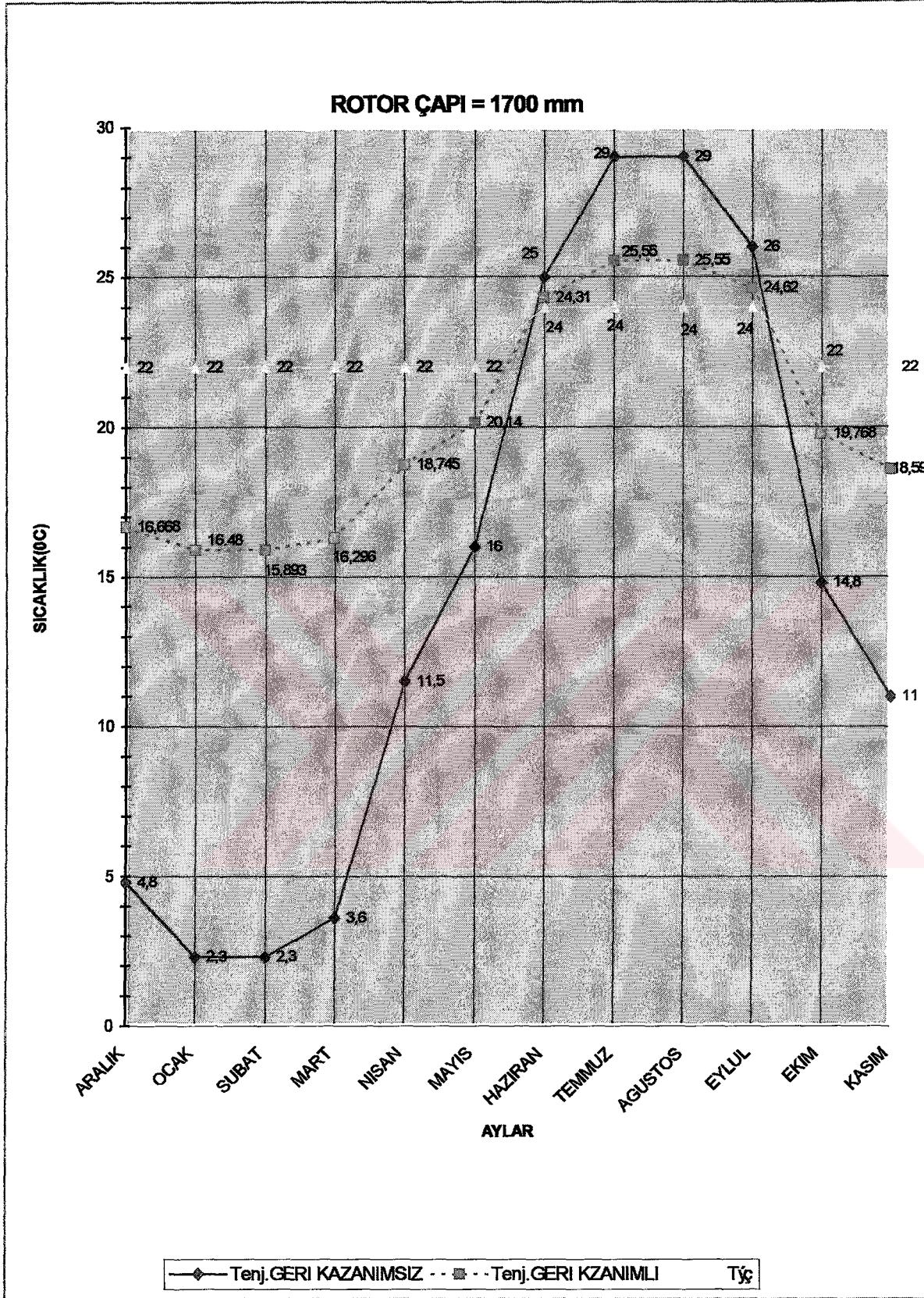
Çizelge 11.8 Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve D=1700 mm'lik higroskopik İGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	NİSAN	MAYIS	EKİM	KASIM
NOT: MAYIS VE EKİM AYLARI ON ISITMASIZ				
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Sıcaklık	11,5	16	14,8	11
Dış hava özgül nemi (xds)	6,3	3,6	3,3	6,5
$\Delta KT = (KTiç - Ktdış) \cdot e$	7,245	4,14	4,968	7,59
$KTs = \Delta KT + KTDış$	18,745	20,14	19,768	18,59
$Xs = [(Ts - KTDış) \cdot (Xiç - Xds)] / (KTiç - KTDış) + Xds$ (Xiç=8,2gr/kg)	5,71	2,17	1,78	5,97
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (İGK ile beraber) KTiç	23,5	-	-	23,3
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (KTö1)	16,8	-	-	16,3
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,213	-	-	1,215
Enerji Geri Kazanımsız ısıtıcı batarya gücü	65,76	25,78	30,94	65,80
$Q1 = q \cdot cp \cdot [p1 \cdot (KTö1 - KTDış) + 1,19 \cdot (KTiç - KTnç)] \cdot (1/3600)$				
Isıtıcı çıkışındaki yoğunluk P2	1,184	1,190	1,190	1,185
Enerji Geri Kazanımlı ısıtıcı batarya gücü	20,33	7,99	9,59	20,15
$Q2 = q \cdot cp \cdot p \cdot (Ktiç - Ts) \cdot (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu QET= Q1 - Q2	45,43	17,79	21,35	45,64
Yakıt Tasarrufu				
$YT = QET \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta_k)$	4017,04	1625,60	1950,72	4035,94
Paraca Tasarruf				
$PT = YT \cdot BYF$	1.273.857.034	515.499.776	618.599.731	1.279.848.627

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	1700 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	69 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	138 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	3,4 m/s
Kompresör İşletme faktörü	(COP)	2,8 kJ/m ³
Elektrik birim fiyatı	(Ep)	127800 TL/kwh

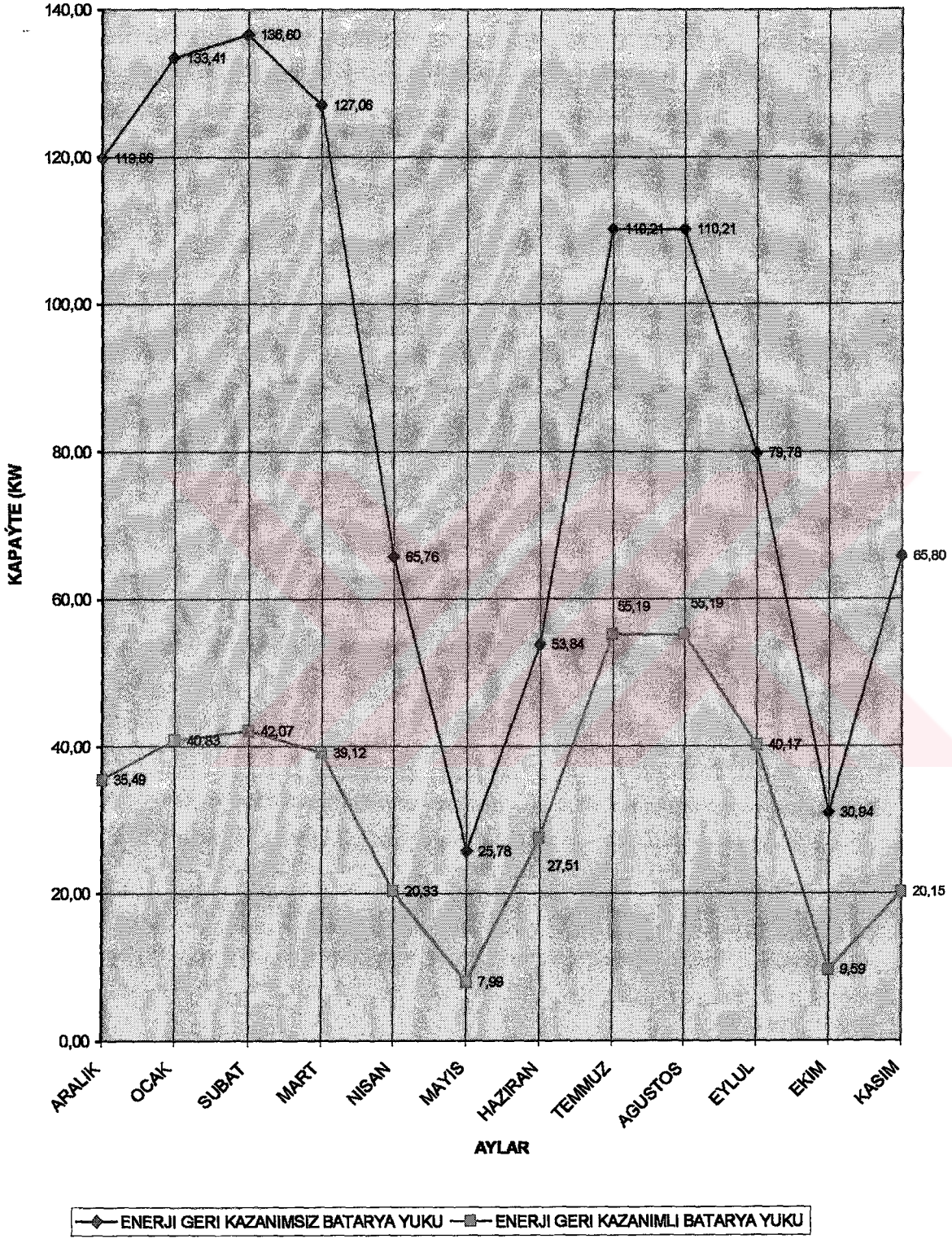
Çizelge 11.9 Haz.-Tem.-Ağustos-Eylül ayları ve D=1700 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	HAZİRAN	TEMMUZ	AGUSTOS	EYLUL
Oda sıcaklığı (Kuru termometre)	24	24	24	24
Oda sıcaklığı (Yaş termometre)	17	17	17	17
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış hava sıcaklığı (Kuru termometre)	25	29	29	29
Dış hava sıcaklığı (Yaş termometre)	20,9	24,5	24,5	24,5
Dış hava yoğunluğu	1,174	1,156	1,156	1,169
$\Delta KT=(K_{Tdiş} - K_{iç}) \cdot e$	0,69	3,45	3,45	3,45
$\Delta YT=(Y_{Tdiş} - Y_{Tiç}) \cdot e$	2,69	5,18	5,18	5,18
$KTs=KT_{diş} - \Delta KT$	24,31	25,55	25,55	25,55
$YTs=YT_{diş} - \Delta YT$	18,21	19,33	19,33	19,33
$Xs=(X_{diş} - X_{iç}) \cdot e + X_{diş}$	10,70	11,90	11,90	11,3
Dış hava entalpisi	60,5	74,2	74,2	66,7
Matris çıkış hava entalpisi (KTs ve Yts ile Psikrometrikten)	51,5	55,1	55,1	53,1
İç hava entalpisi	47,8	47,8	47,8	47,8
$\Delta h = (hd - hs) \cdot e$	6,21	13,179	13,179	9,384
Enerji Geri Kazanımız batarya yükü	53,84	110,21	110,21	79,78
$Q1=q \cdot \rho \cdot (\text{hdış} - \text{hiç}) \cdot (1/3600)$	26,33	55,02	55,02	39,61
Enerji Tasarrufu	27,51	55,19	55,19	40,17
$Q2=q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$	6769,79	14618,27	14618,27	10186,33
Enerji Geri Kazanımı batarya yükü	865.178.797	1.868.215.202	1.868.215.202	1.301.813.230
$Q3=Q1 - Q2$				
Elektrik tasarrufu				
$Te=Q2 \cdot t / COP$				
Paraca tasarruf				
$Pt=Te \cdot Ep$				



Şekil 11.6 Rotor çapı 1700 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları

ROTOR ÇAPı = 1700 mm



Şekil 11.7 Isıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde batarya yükleri

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	1900 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	73 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	108 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	2,7 m/s
Havanın özgül ısı	(cp)	1,00 kJ/kg °C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KT _{nc})	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(h _{nc})	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısıtıcı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(η _k)	85 %
Birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibarıyla)	(BYF)	317113 TL/m ³

Çizelge 11.10 Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve D=1900 mm'lik higroskopik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	ARALIK	OCAK	ŞUBAT	MART
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Döner Tip ısı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	672	744
Dış Sıcaklık	4,8	2,3	2,3	3,6
Dış hava özgül nemi (x _{dış})	4,3	3,6	3,3	3,7
ΔKT = (K _{Tiç} - K _{tdış}) . e	12,556	14,381	14,381	13,432
K _{Ts} = ΔKT + K _{Tdış}	17,356	16,681	16,681	17,032
X _s = [(Ts - K _{Tdış}) x (X _{iç} - X _{dış}) / (K _{Tiç} - K _{Tdış}) + X _{dış} (X _{iç} - 8,2 gr/kg)	7,147	6,96	6,88	6,99
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (IGK ile beraber) K _{Tiç}	24,8	25	25,3	25
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (KT _{ö1})	21,7	23,5	24,3	23,3
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,267	1,187	1,184	1,188
Enerji Geri Kazanımısız ısıtıcı batarya gücü	119,86	133,41	136,60	127,06
Q1 = q . cp [ρ ₁ . (KT _{ö1} - K _{Tdış}) + 1,19 . (K _{Toda} - KT _{nc})] . (1/3600)	1,1800	1,179	1,178	1,179
Isıtıcı çıkışındaki yoğunluk ρ ₂	31,72	35,42	36,66	33,92
Enerji Geri Kazanımlı ısıtıcı batarya gücü	88,14	98,00	99,94	93,13
Q2 = q . cp . ρ . (K _{Tiç} - Ts) . (1/3600)	8054,23	8954,34	8248,29	8509,89
Enerji Tasarrufu Q _{ET} = Q1 - Q2	2.554.100.173	2.839.538.738	2.615.640.068	2.698.597.064
Yakıt Tasarrufu				
YT = Q _{ET} . t . 3600 / (Hu . η _k)				
Paraca Tasarruf				
PT = YT . BYF				

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	1900 mm
Döner tip ısı değıştirgeci etkinliği	(e)	73 %
Döner tip ısı değıştirgecinin basınç kaybı	(AP)	108 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	2,7 m/s
Havanın özgül ısısı	(cp)	1,00 kJ/kg °C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KTıç)	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(hıç)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(ηk)	85 %
Birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibarıyla)	(BYF)	317113 TL/m ³

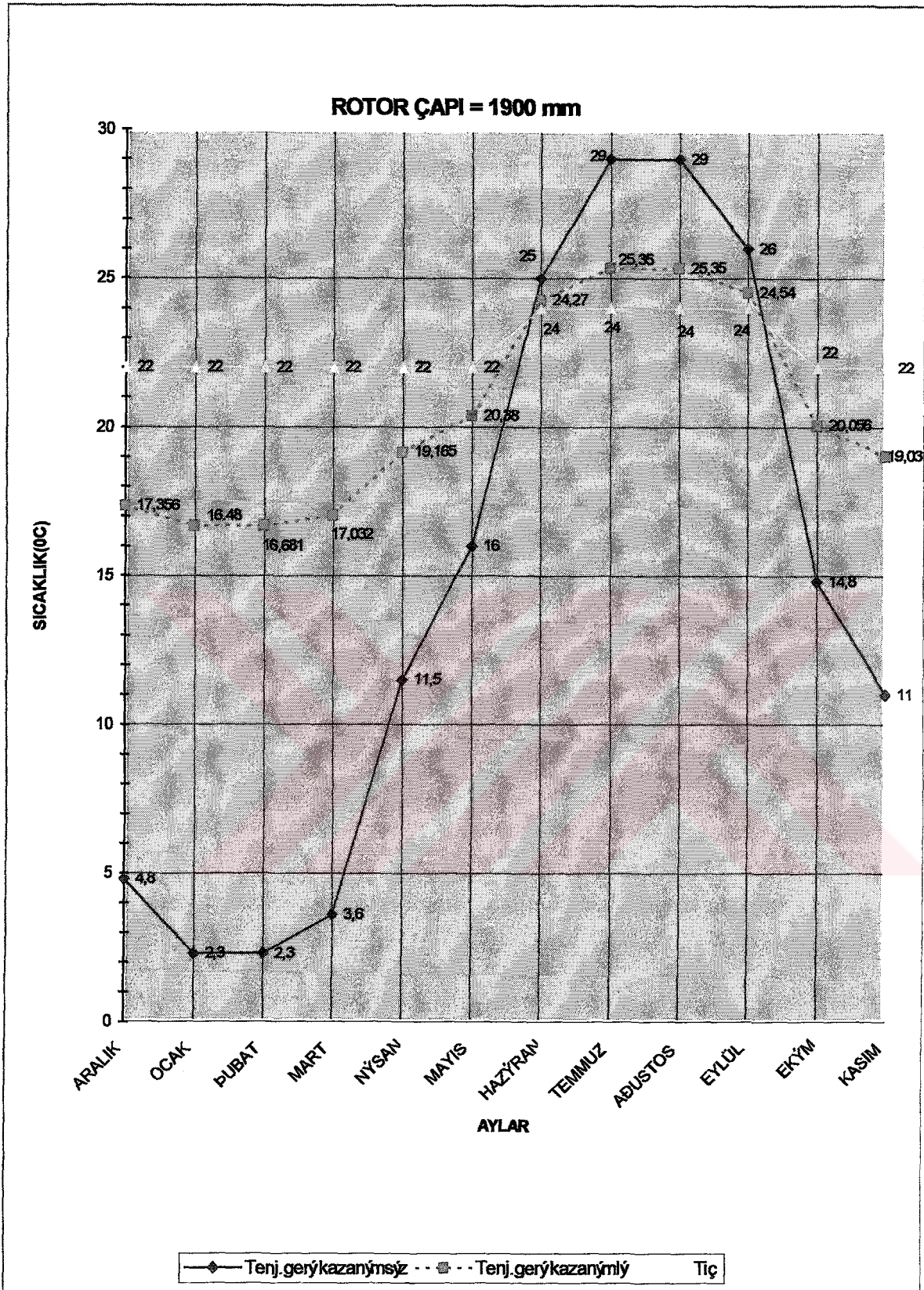
Çizelge 11.11 Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve D=1900 mm'lik higroskopik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

NOT: MAYIS VE KASIM AYLARI ÖN ISITMASIZ	NİSAN	MAYIS	EKİM	KASIM
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Sıcaklık	11,5	16	14,8	11
Dış hava özgül nemi (x _{dış})	6,3	3,6	3,3	6,5
$\Delta KT = (KTiç - KTdış) . e$	7,665	4,38	5,256	8,03
$KTs = \Delta KT + KTdış$	19,165	20,38	20,056	19,03
$Xs = [(Ts - KTdış) \cdot (Xiç - Xdış)] / (KTiç - KTdış) + Xdış$ (Xiç=8,2gr/kg)	5,79	2,36	1,98	6,04
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (IGK ile beraber) KTiç	23,3	-	-	23,3
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (KTö1)	16,8	-	-	16,3
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,213	-	-	1,215
Enerji Geri Kazanimsız ısıtıcı batarya gücü	65,76	25,78	30,94	65,80
$Q1 = q . cp \cdot \rho \cdot [(KTö1 - KTdış) + 1,19 \cdot (KTiç - KTıç)] \cdot (1/3600)$	1,1850	1,190	1,190	1,185
Isıtıcı çıkışındaki yoğunluk ρ_2	17,69	6,96	8,35	18,27
Enerji Geri Kazanımli ısıtıcı batarya gücü	48,06	18,82	22,59	47,52
$Q2 = q . cp . \rho . (Ktiç - Ts) . (1/3600)$	4250,13	1719,84	2063,81	4202,43
Enerji Tasarrufu QET= Q1 - Q2	1.347.771.744	545.383.821	654.460.585	1.332.645.934
Yakıt Tasarrufu				
YT=QET . t . 3600 / (Hu . ηk)				
Paraca Tasarruf				
pT=YT . BYF				

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	1900 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	73 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	108 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	2,7 m/s
Kompresör işletme faktörü	(COP)	2,8 kJ/m ³
Elektrik birim fiyatı	(Ep)	127800 TL/kwh

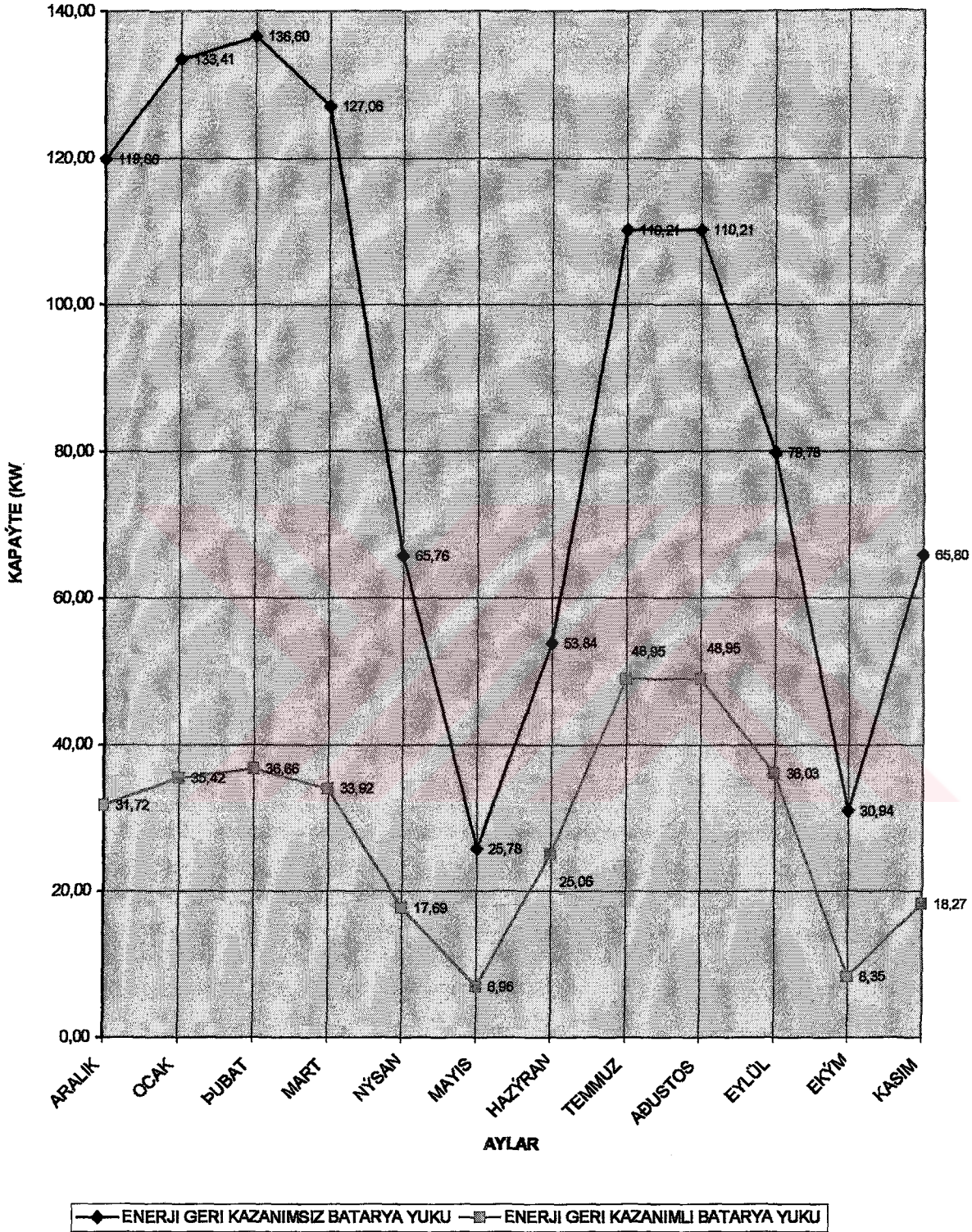
Çizelge 11.12 Haz.-Tem.-Ağustos-Eylül ayları ve D=1900 mm'lik higroskopik IGK tekeri için enerji için kazanımı, özet hesap tablosu

	HAZİRAN	TEMMUZ	AGUSTOS	EYLÜL
Oda sıcaklığı (Kuru termometre)	24	24	24	24
Oda sıcaklığı (Yaş termometre)	17	17	17	17
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış hava sıcaklığı (Kuru termometre)	25	29	29	29
Dış hava sıcaklığı (Yaş termometre)	20,9	24,5	24,5	24,5
Dış hava yoğunluğu	1,174	1,156	1,156	1,169
$\Delta KT=(KT_{dış} - K_{iç}) \cdot e$	0,73	3,65	3,65	3,65
$\Delta YT=(YT_{dış} - YT_{iç}) \cdot e$	2,85	5,48	5,48	5,48
$KTs=KT_{dış} - \Delta KT$	24,27	25,35	25,35	25,35
$YTs=YT_{dış} - \Delta YT$	18,05	19,03	19,03	19,03
$Xs=(Xdış - Xiç) \cdot e + X_{dış} (Xiç=9,36gr/kg)$	10,70	11,90	11,90	11,3
Dış hava entalpisi	60,5	74,2	74,2	66,7
Matris çıkış hava entalpisi (KTs ve Yts ile Psikrometrikten)	51,2	54,1	54,1	52,5
İç hava entalpisi	47,8	47,8	47,8	47,8
$\Delta h = (hd - hs) \cdot e$	6,789	14,673	14,673	10,366
Enerji Geri Kazanımsız batarya yükü	53,84	110,21	110,21	79,78
$Q1=q \cdot p \cdot (hdış - hiç) \cdot (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	28,78	61,25	61,25	43,76
$Q2=q \cdot p \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanımı batarya yükü	25,06	48,95	48,95	36,03
$Q3=Q1 - Q2$				
Elektrik tasarrufu	7400,98	16275,43	16275,43	11252,29
$Te = Q2 \cdot t / COP$				
Paraca tasarruf	945.845.226	2.080.000.126	2.080.000.126	1.438.043.045
$Pt=Te \cdot Ep$				



Şekil 11.8 Rotor çapı 1900 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları

ROTOR ÇAPI = 1900 mm



Şekil 11.9 Rotor çapı 1900 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde batarya yükleri

Debi	(q)	13000 m ³ /h
cihaz rotor çapı	(D)	2000 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	74,5 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	98 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	2,6 m/s
Havanın özgül ısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KT _ç)	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(h _ç)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(H _u)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(η _k)	85 %
Birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibarıyla)	(BYF)	317113 TL/m ³

Çizelge 11.13 Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve D=2000 mm'lik higroskopik IGK tekeri için enerji için kazanımı, özet hesap tablosu

	ARALIK	OCAK	ŞUBAT	MART
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	672	744
Dış Sıcaklık	4,8	2,3	2,3	3,6
Dış hava özgül nemi (x _{dış})	4,3	3,6	3,3	3,7
$\Delta KT = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot e$	12,814	14,6765	14,6765	13,708
$KT_s = \Delta KT + KT_{dış}$	17,614	16,9765	16,9765	17,308
$X_s = [(Ts - KT_{dış}) \cdot (X_{iç} - X_{dış}) / (KT_{iç} - KT_{dış})] + X_{dış}$	3,31	2,43	2,05	2,55
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (IGK ile beraber) KT _{iç}	24,5	25	25	24,8
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (KT _{ö1})	21,7	23,5	24,3	23,3
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,267	1,187	1,184	1,188
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü				
$Q_1 = q \cdot cp \cdot [p_1 \cdot (T_{ö1} - KT_{dış}) + 1,19 \cdot (KT_{oda} - KT_{ç})] \cdot (1/3600)$	119,86	133,41	136,60	127,06
Isıtıcı çıkışındaki yoğunluk p ₂	1,1800	1,179	1,179	1,180
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü				
$Q_2 = q \cdot cp \cdot p \cdot (KT_{iç} - Ts) \cdot (1/3600)$	29,34	34,16	34,16	31,92
Enerji Tasarrufu QET = Q ₁ - Q ₂	90,52	99,25	102,44	95,13
Yakıt Tasarrufu				
$YT = QET \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta_k)$	8271,49	9069,30	8454,97	8692,60
Paraca Tasarruf				
$PT = YT \cdot BYF$	2.622.996.709	2.875.993.349	2.681.180.400	2.756.535.280

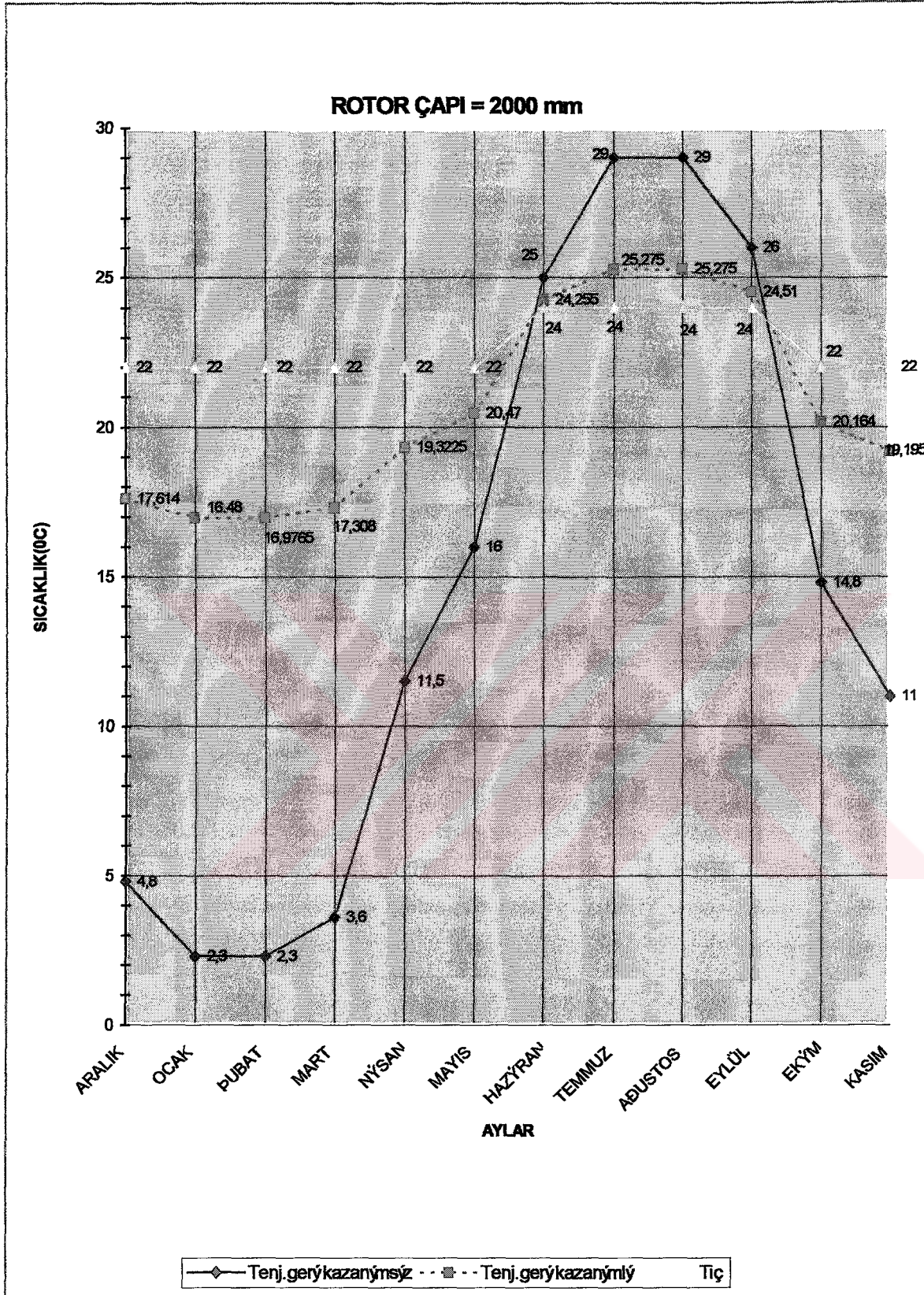
Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	2000 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	74,5 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	98 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	2,6 m/s
Havanın özgül ısı	(cp)	1,00 kJ/kg °C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KTnç)	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(hnc)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(ηk)	85 %
Birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibarıyla)	(BYF)	317113 TL/m ³

Çizelge 11.14 Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve D=2000 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

NOT: MAYIS VE EKİM AYLARI ÖN ISITMASIZ	NİSAN	MAYIS	EKİM	KASIM
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Sıcaklık	11,5	16	14,8	11
Dış hava özgül nemi (x dış)	6,3	3,6	3,3	6,5
$\Delta KT = (KTiç - Ktdış) . e$	7,8225	4,47	5,364	8,195
$KTs = \Delta KT + KTDış$	19,3225	20,47	20,164	19,195
$Xs = [(Ts - KTdış) \cdot (Xiç - Xdış)] / (KTiç - KTdış) + Xdış$	5,82	2,43	2,05	6,07
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (IGK ile beraber) KTiç	23,3	-	-	23
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (KTÖ1)	16,8	-	-	16,3
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,213	-	-	1,215
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	65,76	25,78	30,94	65,80
$Q1 = q . cp [p1 . (TÖ1 - KTdış) + 1,19 . (KTiç - KTnç)] . (1/3600)$	1,185	1,190	1,190	1,186
Isıtıcı çıkışındaki yoğunluk p2	17,02	6,57	7,89	16,30
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	48,74	19,21	23,05	49,50
$Q2 = q . cp . p . (Ktiç - Ts) . (1/3600)$	4309,73	1755,18	2106,22	4377,17
Enerji Tasarrufu QET= Q1 - Q2				
Yakıt Tasarrufu				
YT=QET . t . 3600 / (Hu . ηk)				
Paraca Tasarruf				
PT=YT . BYF				
	1.366.670.780	556.590.337	667.908.405	1.388.057.790

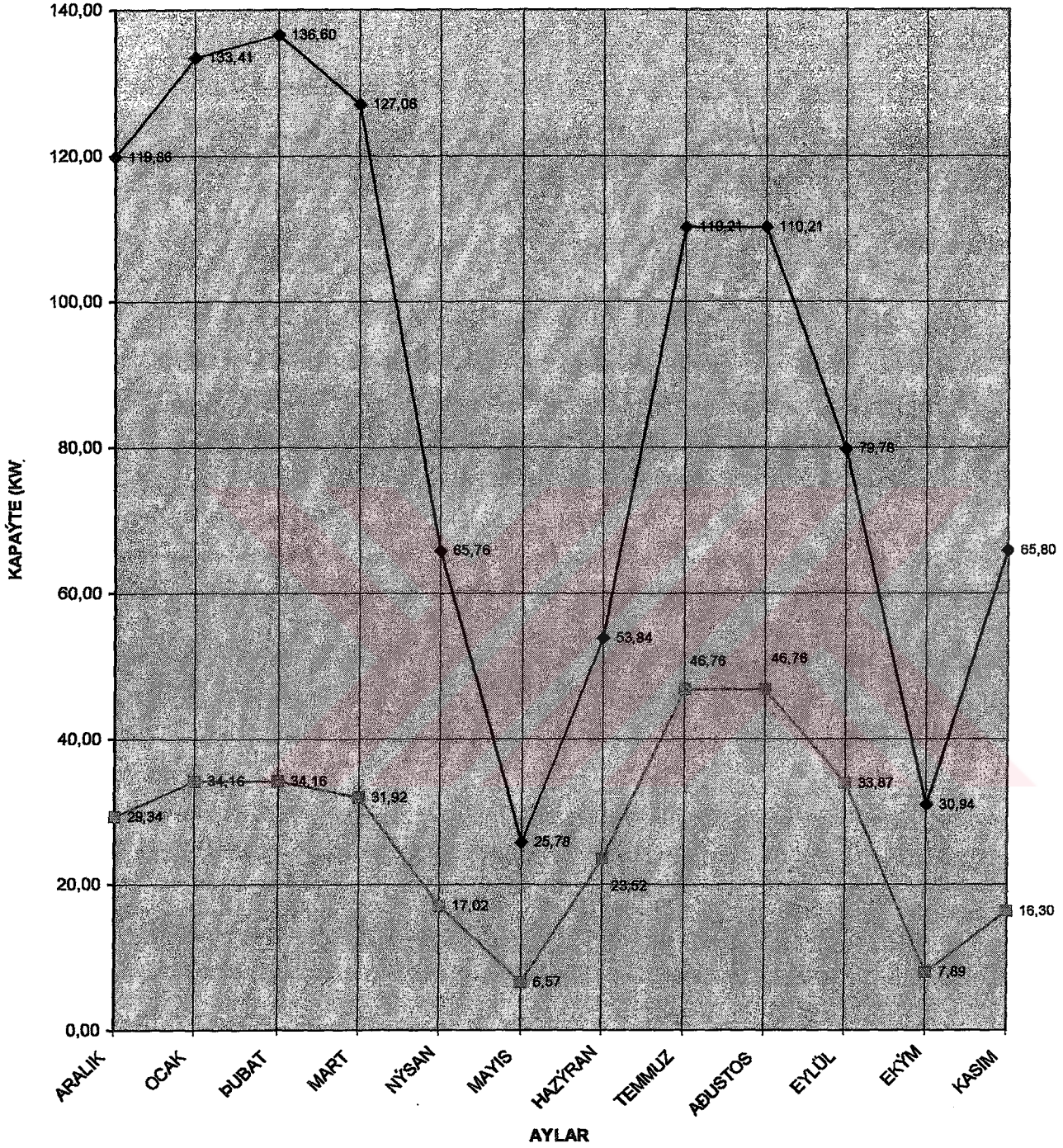
Debi 13000 m³/h
Eşanjör Rotor Çapı 2000 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği 74,5 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı 98 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı 2,6 m/s
Kompresör işletme faktörü 2,8
Elektrik birim fiyatı 127800 TL/kwh
Çizelge 11.15 Haz.-Tem.-Ağustos-Eylül ayları ve D=2000 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	HAZİRAN	TEMMUZ	AGUSTOS	EYLÜL
Oda sıcaklığı (Kuru termometre)	24	24	24	24
Oda sıcaklığı (Yaş termometre)	17	17	17	17
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış hava sıcaklığı (Kuru termometre)	25	29	29	29
Dış hava sıcaklığı (Yaş termometre)	20,9	24,5	24,5	24,5
Dış hava yoğunluğu	1,174	1,156	1,156	1,169
$\Delta KT = (KT_{dış} - K_{iç}) \cdot e$	0,75	3,73	3,73	3,73
$\Delta YT = (YT_{dış} - Y_{T_{iç}}) \cdot e$	2,91	5,59	5,59	5,59
$KTs = KT_{dış} - \Delta KT$	24,26	25,28	25,28	25,28
$YTs = YT_{dış} - \Delta YT$	17,99	18,91	18,91	18,91
$Xs = (Xdış - X_{iç}) \cdot e + X_{dış}$	10,70	11,90	11,90	11,3
Dış hava entalpisi	60,5	74,2	74,2	66,7
Matris çıkış hava entalpisi (KTs ve Yts ile Psikrometrikten)	50,9	53,8	53,8	52,1
İç hava entalpisi	47,8	47,8	47,8	47,8
$\Delta h = (hd - hs) \cdot e$	7,152	15,198	15,198	10,877
Enerji Geri Kazanımız batarya yükü	53,84	110,21	110,21	79,78
$Q1 = q \cdot p \cdot (hdış - hiç) \cdot (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	30,32	63,44	63,44	45,92
$Q2 = q \cdot p \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanımı batarya yükü	23,52	46,76	46,76	33,87
$Q3 = Q1 - Q2$				
Elektrik tasarrufu	7796,70	16857,77	16857,77	11806,98
$Te = Q2 \cdot t / COP$				
Paraca tasarruf	996.418.479	2.154.422.539	2.154.422.539	1.508.932.491
$Pt = Te \cdot Ep$				



Şekil 11.10 Rotor çapı 2000 mm için, ısıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları

ROTOR ÇAPI = 2000 mm



—◆— ENERJİ GERİ KAZANIMSIZ BATARYA YUKU —■— ENERJİ GERİ KAZANIMLI BATARYA YUKU

Şekil 11.11 Isıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde batarya yükleri

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	2150 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(e)	76,5 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	83 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	2,15 m/s
Havanın özgül ısısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KTınc)	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(hnc)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(ηk)	85 %
Birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibarıyla)	(BYF)	317113 TL/m ³

Çizelge 11.16 Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve D=2150 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji için kazanımı, öznet hesap tablosu

	ARALIK	OCAK	ŞUBAT	MART
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	672	744
Dış Sıcaklık	4,8	2,3	2,3	3,6
Dış hava özgül nemi (x _{dış})	4,3	3,6	3,3	3,7
$\Delta KT = (KTiç - KTDış) . e$	13,158	15,0705	15,0705	14,076
$KTs = \Delta KT + KTDış$	17,958	17,3705	17,3705	17,676
$Xs = [(Ts - KTDış) \cdot (Xiç - Xdış)] / (K Tiç - K TDış) + Xdış$ (Xiç=8,2 gr/kg)	3,38	2,52	2,15	2,64
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (IGK ile beraber) K Tiç	24,3	24,8	25	24,8
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (KTÖ1)	21,7	23,5	24,3	23,3
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,267	1,187	1,184	1,188
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü				
$Q1 = q . cp [\rho_1 . (KTÖ1 - KTDış) + 1,19 . (KToda - K Tiç)] . (1/3600)$	119,86	133,41	136,60	127,06
Isıtıcı çıkışındaki yoğunluk ρ_2	1,1820	1,180	1,179	1,180
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü				
$Q2 = q . cp . \rho . (Ktiç - Ts) . (1/3600)$	27,07	31,66	32,48	30,36
Enerji Tasarrufu $Q_{ET} = Q1 - Q2$	92,79	101,76	104,12	96,70
Yakıt Tasarrufu				
$YT = Q_{ET} . t . 3600 / (Hu . \eta_k)$	8479,11	9297,93	8593,41	8835,88
Paraca Tasarruf				
$PT = YT . BYF$	2.688.837,454	2.948.495,275	2.725.082,727	2.801.972,421

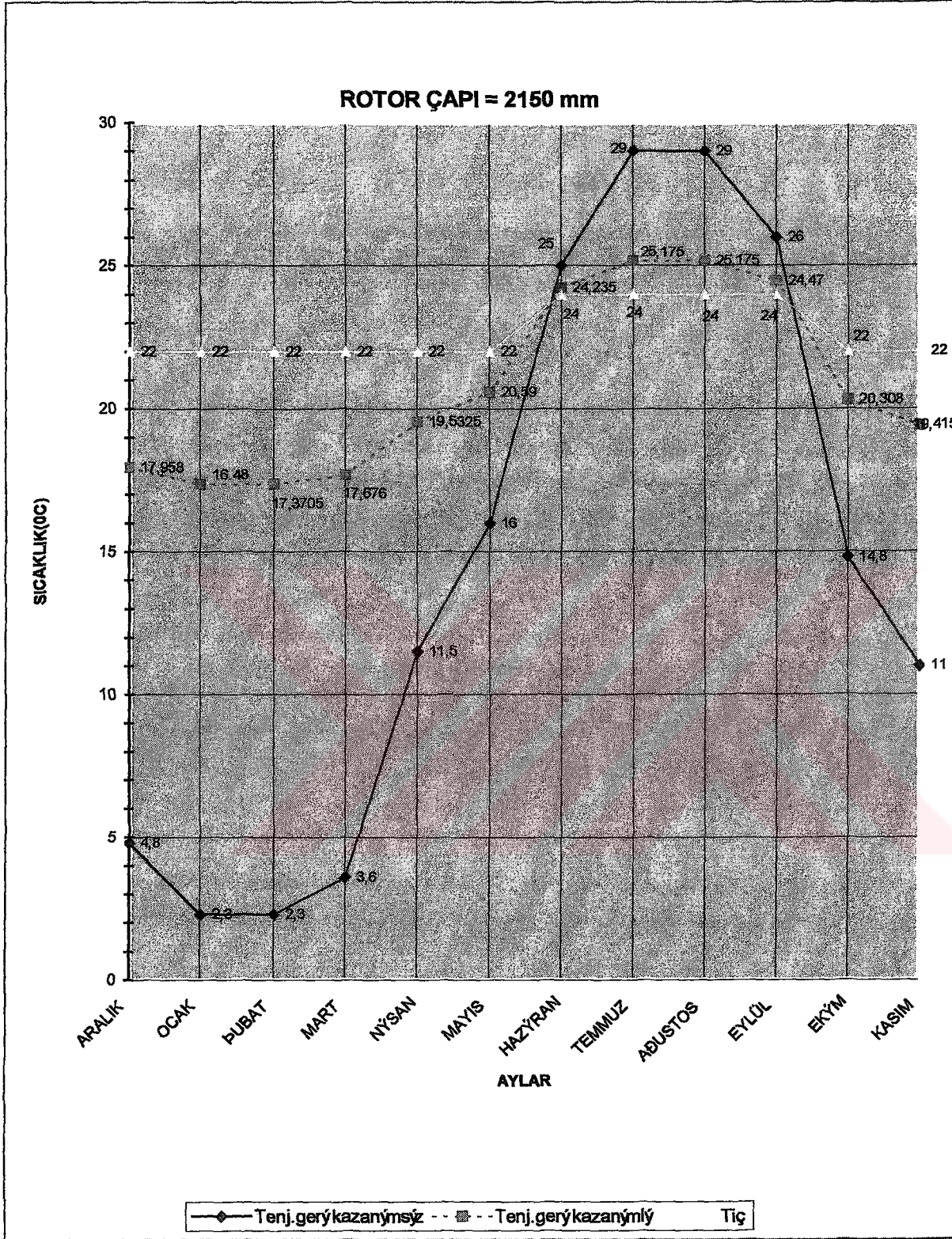
Debi	(q)	13000 m ³ /h
cihaz rotor çapı	(D)	2150 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(e)	76,5 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(AP)	83 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	2,15 m/s
Havanın özgül ısısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KTnç)	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(hnç)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(ηk)	85 %
Birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibarıyla)	(BYF)	317113 TL/m ³

Çizelge 11.17 Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve D=2150 mm'lik higroskopik İGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	NISAN	MAYIS	EKİM	KASIM
NOT: MAYIS VE EKİM AYLARI ON ISITMASIZ				
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Sıcaklık	11,5	16	14,8	11
Dış hava özgül nemi (x _{dış})	6,3	3,6	3,3	6,5
$\Delta KT = (KTiç - Ktdış) \cdot e$	8,0325	4,59	5,508	8,415
$KTs = \Delta KT + Ktdış$	19,5325	20,59	20,308	19,415
$Xs = [(Ts - Ktdış) \cdot (Xiç - Xdış)] / (KTiç - Ktdış) + Xdış$ (Xiç=8,2 gr/kg)	5,85	2,52	2,15	6,10
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (İGK ile beraber) KTiç	23	-	-	23
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (KTö1)	16,8	-	-	16,3
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,213	-	-	1,215
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	65,76	25,78	30,94	65,80
$Q1 = q \cdot cp \cdot [\rho_1 \cdot (KTö1 - Ktdış) + 1,19 \cdot (KTiç - KTnç)] \cdot (1/3600)$	1,186	1,190	1,190	1,186
Isıtıcı çıkışındaki yoğunluk p ₂				
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	14,85	6,06	7,27	15,35
$Q2 = q \cdot cp \cdot p \cdot (Ktiç - Ts) \cdot (1/3600)$	50,91	19,72	23,67	50,44
Enerji Tasarrufu QET= Q1 - Q2	4501,60	1802,30	2162,76	4460,49
Yakıt Tasarrufu				
YT=QET . t . 3600 / (Hu . ηk)	1.427.516.536	571.532.360	685.838.832	1.414.478.721
Paraca Tasarruf				
PT=YT . BYF				

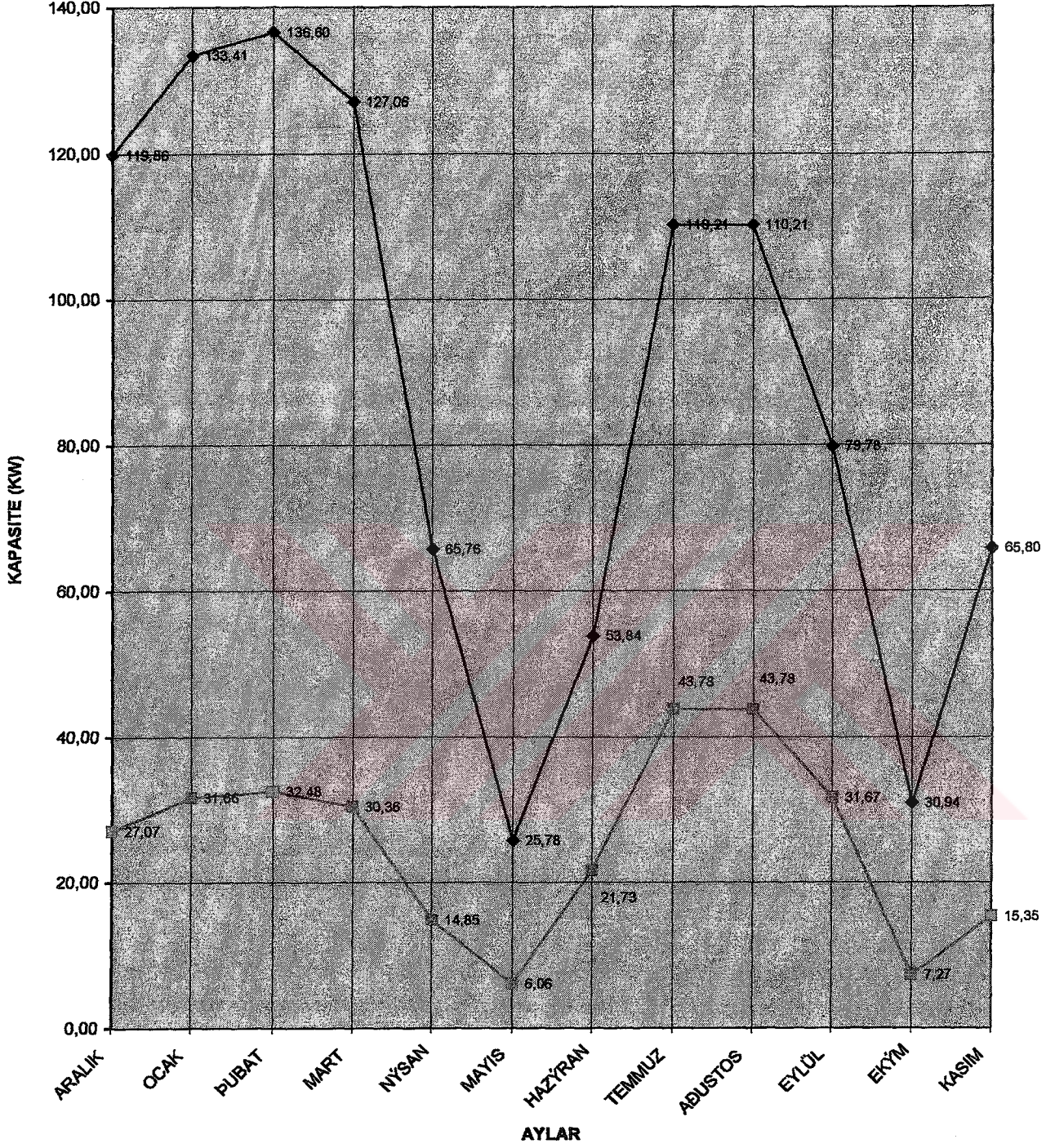
Debi 13000 m³/h
Eşanjör Rotor Çapı 2150 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği 76,5 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı 83 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı 2,15 m/s
Kompresör İşletme faktörü 2,8 kJ/m³
Elektrik birim fiyatı 127800 TL/kwh
Çizelge 11.18 Haz.-Tem.-Ağustos-Eylül ayları ve D=2150 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	HAZİRAN	TEMMUZ	AĞUSTOS	EYLÜL
Oda sıcaklığı (Kuru termometre)	24	24	24	24
Oda sıcaklığı (Yaş termometre)	17	17	17	17
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış hava sıcaklığı (Kuru termometre)	25	29	29	29
Dış hava sıcaklığı (Yaş termometre)	20,9	24,5	24,5	24,5
Dış hava yoğunluğu	1,174	1,156	1,156	1,169
$\Delta KT = (KT_{dış} - K_{iç}) \cdot e$	0,77	3,83	3,83	3,83
$\Delta YT = (YT_{dış} - YT_{iç}) \cdot e$	2,98	5,74	5,74	5,74
$KTs = KT_{dış} - \Delta KT$	24,24	25,18	25,18	25,18
$YTs = YT_{dış} - \Delta YT$	17,92	18,76	18,76	18,76
$Xs = (Xdış - Xiç) \cdot e + X_{dış}$	10,70	11,90	11,90	11,3
Dış hava entalpisı	60,5	74,2	74,2	66,7
Matris çıkış hava entalpisı (KTs ve Yts ile Psikrometrikten)	50,6	53,4	53,4	51,8
İç hava entalpisı	47,8	47,8	47,8	47,8
$\Delta h = (hd - hs) \cdot e$	7,5735	15,912	15,912	11,3985
Enerji Geri Kazanimsız batarya yükü	53,84	110,21	110,21	79,78
$Q1 = q \cdot p \cdot (hdış - hiç) \cdot (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	32,11	66,42	66,42	48,12
$Q2 = q \cdot p \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanımli batarya yükü	21,73	43,78	43,78	31,67
$Q3 = Q1 - Q2$				
Elektrik tasarrufu	8256,20	17649,74	17649,74	12373,07
$Te = Q2 \cdot t / COP$				
Paraca tasarruf	1.055.141.967	2.255.637.020	2.255.637.020	1.581.278.570
$Pf = Te \cdot Ep$				



Şekil 11.12 Isıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları

ROTOR ÇAPI = 2150 mm



◆ ENERJİ GERİ KAZANIMSIZ BATARYA YÜKÜ ■ ENERJİ GERİ KAZANIMLI BATARYA YÜKÜ

Şekil 11.13 Isıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde batarya yükleri

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	2400 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	80 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	66 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	1,77 m/s
Havanın özgül ısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KTıç)	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(hıç)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(ηk)	85 %
Birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibarıyla)	(BYF)	317113 TL/m ³

Çizelge 11.19 Aralık-Ocak-Subat-Mart ayları ve D=2400 mm'lik higroskopik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	ARALIK	OCAK	SUBAT	MART
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	672	744
Dış Sıcaklık	4,8	2,3	2,3	3,6
Dış hava özgül nemi (xdiş)	4,3	3,6	3,3	3,7
$\Delta KT = (KTiç - Ktdiş) . \epsilon$	13,76	15,76	15,76	14,72
$KTs = \Delta KT + Ktdiş$	18,56	18,06	18,06	18,32
$Xs = [(Ts - KTdiş)(Xic - Xdiş) / (KTiç - KTdiş)] + Xdiş$ (Xic=8,2 gr/kg)	3,52	2,68	2,32	2,80
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (IGK ile beraber) KTiç	24	24,3	24,5	24,3
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (KTö1)	21,7	23,5	24,3	23,3
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,267	1,187	1,184	1,188
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	119,86	133,41	136,60	127,06
$Q1 = q . cp [p_1 . (KTö1 - KTdiş) + 1,19 . (KToda - KTıç)] . (1/3600)$				
Isıtıcı çıkışındaki yoğunluk p ₂	1,1820	1,180	1,181	1,182
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	23,22	26,59	27,46	25,52
$Q2 = q . cp . p_2 . (Ktiç - Ts) . (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu QET= Q1 - Q2	96,64	106,82	109,14	101,53
Yakıt Tasarrufu	8830,91	9761,07	9007,54	9277,36
$YT = QET . t . 3600 / (Hu . \eta k)$				
Paraca Tasarruf	2.800.396.603	3.095.363.427	2.856.408.125	2.941.971.220
PT=YT . BYF				

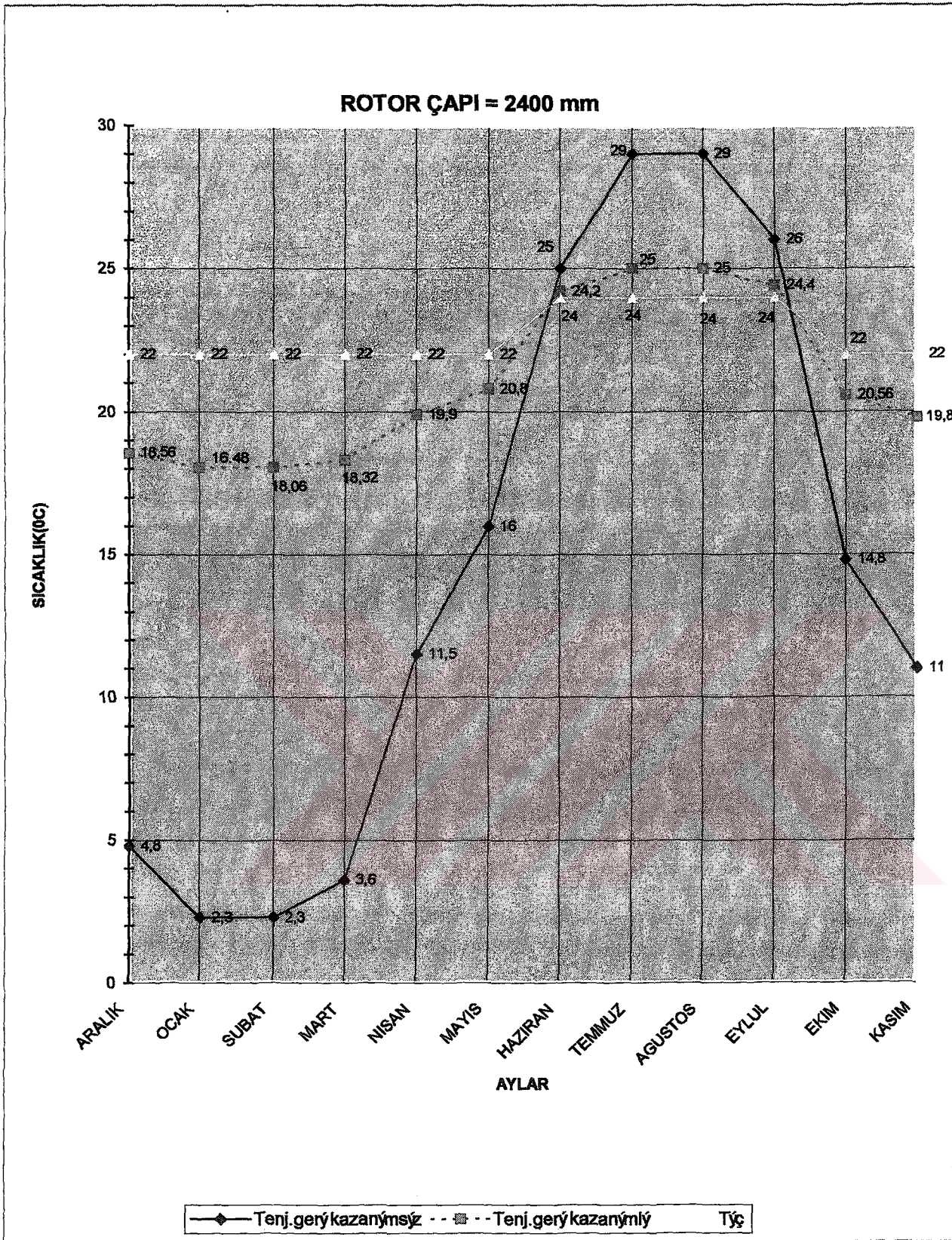
Debi	(q)	13000 m ³ /h
Cihaz rotor çapı	(D)	2400 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	80 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	66 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı	()	1,77 m/s
Havanın özgül ısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	(KT _ç)	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(h _ç)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(η _k)	85 %
Birim yakıt fiyatı (17 Mart 2004 itibarıyla)	(BYF)	317113 TL/m ³

Çizelge 11.20 Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve D=2400 mm'lik higroskobik İGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	MAYIS	EKİM	KASIM
MAYIS VE EKİM AYLARININ ISITMASIZ	NISAN	MAYIS	EKİM
Oda Sıcaklığı	22	22	22
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	720
Dış Sıcaklık	11,5	16	14,8
Dış hava özgül nemi (x _{dış})	6,3	3,6	3,3
ΔKT = (KT _ç - K _{dış}) . ε	8,4	4,8	5,76
KT _s = ΔKT + KT _{dış}	19,9	20,8	20,56
X _s = [(Ts - KT _{dış})x(X _ç - X _{dış})/(KT _ç - KT _{dış})] + X _{dış} (X _ç = 8,2 gr/kg)	5,92	2,68	2,32
Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (İGK ile beraber) K _{T_ç}	23	-	-
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı (KT _{ö1})	16,8	-	-
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,213	-	-
Enerji Geri Kazanımısız ısıtıcı batarya gücü	65,76	25,78	30,94
Q ₁ = q . cp [ρ ₁ . (KT _{ö1} - KT _{dış}) + 1,19 . (KT _ç - KT _ç)] . (1/3600)	1,186	1,190	1,190
Isıtıcı çıkışındaki yoğunluk ρ ₂	13,28	5,16	6,19
Enerji Geri Kazanımli ısıtıcı batarya gücü	52,48	20,63	24,75
Q ₂ = q . cp . ρ . (KT _ç - Ts) . (1/3600)	4640,78	1884,76	2261,71
Enerji Tasarrufu Q _{ET} = Q ₁ - Q ₂	1.471.651.500	597.680.899	717.217.079
Yakıt Tasarrufu			
YT = Q _{ET} . t . 3600 / (Hu . η _k)			
Paraca Tasarruf			
PT = YT . BYF			

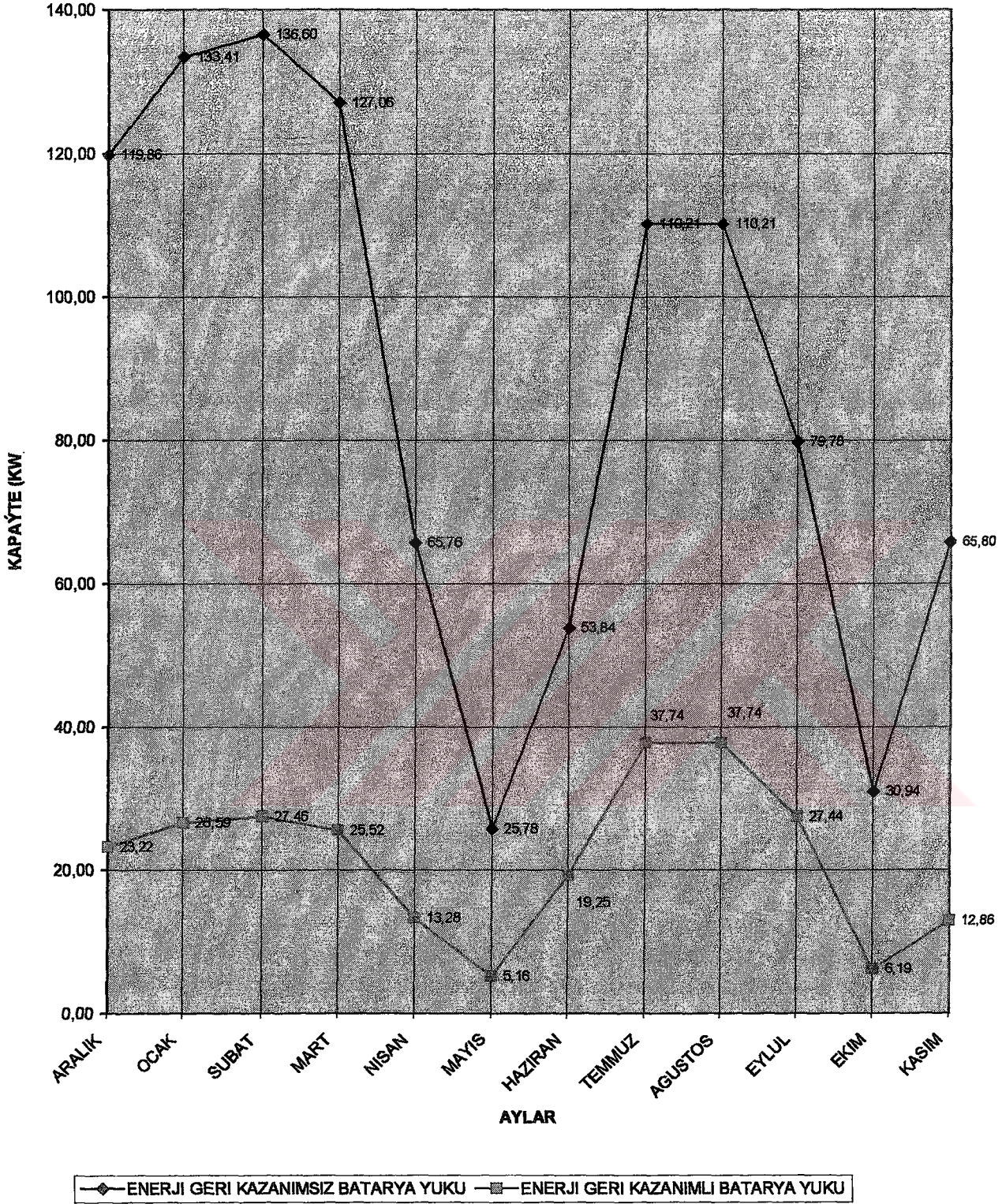
Debi 13000 m³/h
Eşanjör Rotor Çapı 2400 mm
Döner tip ısı değiştirgeci etkinliği 80 %
Döner tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı 66 Pa
Matris yüzeyindeki hava hızı 1,77 m/s
Kompresör İşletme faktörü 2,8
Elektrik birim fiyatı 127800 TL/kwh
Çizelge 11.21 Haz.-Tem.-Ağustos-Eylül ayları ve D=2400 mm'lik higroskobik IGK tekeri için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	HAZİRAN	TEMMUZ	AGUSTOS	EYLUL
Oda sıcaklığı (Kuru termometre)	24	24	24	24
Oda sıcaklığı (Yaş termometre)	17	17	17	17
Döner İp Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış hava sıcaklığı (Kuru termometre)	25	29	29	29
Dış hava sıcaklığı (Yaş termometre)	20,9	24,5	24,5	24,5
Dış hava yoğunluğu	1,174	1,156	1,156	1,169
$\Delta KT=(KT_{dış} - K_{iç}) \cdot e$	0,80	4,00	4,00	4,00
$\Delta YT=(YT_{dış} - Y_{iç}) \cdot e$	3,12	6,00	6,00	6,00
$KTs=KT_{dış} - \Delta KT$	24,20	25,00	25,00	25,00
$YTs=YT_{dış} - \Delta YT$	17,78	18,50	18,50	18,50
$Xs=(Xdış - Xiç) \cdot e + X_{dış}$	10,70	11,90	11,90	11,3
Dış hava entalpisi	60,5	74,2	74,2	66,7
Matris çıkış hava entalpisi (KTs ve Yts ile Psikrometrikten)	50,3	52,5	52,5	51,2
İç hava entalpisi	47,8	47,8	47,8	47,8
$\Delta h = (hd - hs) \cdot e$	8,16	17,36	17,36	12,4
Enerji Geri Kazanımsız batarya yükü	53,84	110,21	110,21	79,78
$Q1=q \cdot p \cdot (hdış - hiç) \cdot (1/3600)$	34,59	72,47	72,47	52,35
Enerji Tasarrufu	19,25	37,74	37,74	27,44
$Q2=q \cdot p \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$	889,57	1925,88	1925,88	13460,20
Enerji Geri Kazanımlı batarya yükü	1.136.853,298	2.460.901,123	2.460.901,123	1.720.213,560
$Q3=Q1 - Q2$				
Elektrik tasarrufu				
$Te=Q2 \cdot t / COP$				
Paraca tasarruf				
$Pt=Te \cdot Ep$				



Şekil 11.14 Isıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değiştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde taze hava sıcaklıkları

ROTOR ÇAPI = 2400 mm



Şekil 11.15 Isıtma ve soğutma sezonunda, döner tip ısı değıştirici kullanılması ve kullanılmaması halinde batarya yükleri

Çizelge 11.22 2004 yılı fiyatları ile enerji tasarruf bedelleri özet tablosu

	ENJ.GERİ KAZANIMSIZ	D=1500mm %64.5 (TL/AY)	D=1700mm %69 (TL/AY)	D=1900mm %73 (TL/AY)	D=2000mm %74.5 (TL/AY)	D=2150mm %76.5 (TL/AY)	D=2400mm %80 (TL/AY)
ARALIK	3.473.214.529	2.290.172.366	2.444.719.923	2.554.100.173	2.622.996.709	2.688.837.454	2.800.396.603
OCAK	3.865.819.309	2.514.198.015	2.682.653.989	2.839.538.738	2.875.993.349	2.948.495.275	3.095.363.427
ŞUBAT	3.575.216.752	2.321.936.640	2.474.116.149	2.615.640.068	2.681.180.400	2.725.082.727	2.856.408.125
MART	3.681.576.220	2.386.695.110	2.548.043.004	2.698.597.064	2.756.535.280	2.801.972.421	2.941.971.220
NİSAN	1.843.946.430	1.181.799.706	1.273.857.034	1.347.771.744	1.366.670.780	1.427.516.536	1.471.651.500
MAYIS	747.101.124	481.880.225	515.499.776	545.383.821	556.590.337	571.532.360	597.680.899
HAZİRAN	1.769.367.266	754.837.153	865.178.797	945.845.226	996.418.479	1.055.141.967	1.136.853.298
TEMMUZ	3.742.384.197	1.536.078.604	1.868.215.202	2.080.000.126	2.154.422.539	2.255.637.020	2.460.901.123
AĞUSTOS	3.742.384.197	1.536.078.604	1.868.215.202	2.080.000.126	2.154.422.539	2.255.637.020	2.460.901.123
EYLÜL	2.621.938.410	1.127.433.516	1.301.813.230	1.438.043.045	1.508.932.491	1.581.278.570	1.720.213.560
EKİM	896.521.349	578.256.270	618.599.731	654.460.585	667.908.405	685.838.832	717.217.079
KASIM	1.845.019.793	1.197.000.196	1.279.848.627	1.332.645.934	1.388.057.790	1.414.478.721	1.484.430.595
YILLIK ENERJİ TASARRUFU (TL/YIL)	---	17.906.366.406	19.740.760.662	21.132.026.648	21.730.129.097	22.411.448.904	23.743.988.552
YILLIK ENERJİ TÜKETİMİ (TL/YIL)	31.804.489.574	13.898.123.168	12.063.728.912	10.672.462.926	10.074.360.478	9.393.040.670	8.060.501.022
YILLIK ENERJİ TASARRUFU (EURO/YIL)	---	9838,66286	10846,57179	11611,00365	11939,63137	12313,98291	13046,14756

11.2 İlk Yatırım Tasarrufu

İşletme maliyetlerinden, yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu Çizelge 11.22'de özetlenmişti. İlk yatırım maliyetleri içinde benzer hesaplar yapabilmek için ilk yatırım maliyetlerinde azalan ve artan (ilave) maliyetlerin incelenmesi gerekir.

Azalan maliyetler olarak; ısıtıcı serpantin, soğutucu serpantin, nemlendirici ve teferruatı, kazan ve emniyet donanımları, soğutma grubu ve soğutma kulesi sayılabilir. Bu ekipmanların paraca bedelleri ve azalan ilk yatırım maliyetleri Bayındırlık Bakanlığı birim fiyat (BBBF)' na göre düzenlenmiştir.

11.2.1 Rotor Çapı : 1500 mm ve Verim : % 64 olan IGK Rotoru için;

11.2.1.1 Isıtıcı Serpantin Farkı

$$Q_{1max} = 136,60 \text{ KW}$$

$Q_{61} = 94 \text{ KW}$ (257-207 ile 207-208 enterpolasyonundan)	: 2.260.840.909 TL
$Q_{S1} = 42,6 \text{ KW}$ (257-204 ile 207-205 enterpolasyonundan)	: <u>1.227.555.000 TL</u>
	3.488.395.909 TL
$Q_{2max} = 47,89 \text{ KW}$ (257-205 ile 257-206 enterpolasyonundan)	: <u>1.329.275.659 TL</u>
FARK	: 2.159.120.250 TL

11.2.1.2 Soğutucu Serpantin Farkı

$$Q_{1max} = 110,21 \text{ KW}$$

(258-112 ile 258-113'ün enterpolasyonundan)	: 4.057.264.513 TL
(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında)	: <u>5.274.443.867 TL</u>
$Q_{2max} = 64,97 \text{ KW}$	
(258-110 ile 258-111'in enterpolasyonundan)	: 2.821.343.795 TL
(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında)	: <u>3.667.746.934 TL</u>
FARK	: 1.606.696.934 TL

11.2.1.3 Nemlendirici ve Teferruatı Farkı

Nemlendirici su besl. pompası. 63 m ³ /h ve 30 mss için (217-166'dan)	: 1.849.530.000 TL
Nemlendirici su besl. Pompası. 23 m ³ /h ve 28 mss için (217-132'den)	: <u>849.790.000 TL</u>
FARK	: <u>999.740.000 TL</u>
Nemlendirici, santral hücresi iskeleti, otomatik kontrol fiyat farkı takribi	300.000.000 TL

TOPLAM : 1.299.740.000 TL

11.2.1.4 Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı

$$Q_{1\max} = 136,60 \text{ KW}$$

(151-103 ile 151-104'ün enterpolasyonundan) : 3.900.441.143 TL

$$Q_{2\max} = 47,89 \text{ KW}$$

: 1.997.697.143 TL

FARK : 1.902.744.000 TL

11.2.1.5 Soğutma Grubu Farkı

12.2.1.5.1 Kompresör Farkı :

$$Q_{1\max} = 110,21 \text{ KW} \times 1,1 = 121,23 \text{ Kw}$$

(551-310 ile 511-311'in enterpolasyonundan) : 33.466.067.118 TL

(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa) : 30.119.460.406 TL

$$Q_{2\max} = 64,97 \text{ KW} \times 1,1 = 71,47 \text{ Kw}$$

(551-308 ile 551-309'un enterpolasyonundan) : 23.120.667.318 TL

(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa) : 20.808.600.586 TL

FARK : 9.310.859.820 TL

12.2.1.5.2 Kondenser Farkı :

$$Q_{1\max} = 121,23 \text{ Kw}$$

(557-107 ile 557-108'in enterpolasyonundan) : 7.349.586.759 TL

(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa) : 6.247.148.745 TL

$$Q_{2\max} = 64,97 \text{ KW} \times 1,1 = 71,47 \text{ Kw}$$

(557-105 ile 557-106'nın enterpolasyonundan) : 4.648.751.019 TL

(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa) : 3.951.438.366 TL

FARK : 2.295.710.379 TL

12.2.1.5.3 Evaporatör Farkı :

$Q_{1\max} = 121,23 \text{ KW}$ (562-309 ile 559-310'un enterpolasyonundan) : 6.971.993.650 TL

$Q_{2\max} = 71,47 \text{ Kw}$ (559-304 ile 559-305'in enterpolasyonundan) : 4.216.899.900 TL

FARK : 2.755.093.750 TL

12.2.1.5.4 Soğutma Kulesi Farkı :

$Q_{1max} = 121,23$ KW (559-107 ile 559-108'in interpolasyonundan) : 3.122.568.659 TL

$Q_{2max} = 71,47$ Kw (559-105 ile 559-106'nin interpolasyonundan) : 1.994.332.339 TL

FARK : 1.128.236.320 TL

11.2.2 11.2.2 Rotor Çapı : 1700 mm ve Verim : % 69 olan IGK Rotoru için**11.2.2.1 Isıtıcı Serpantin Farkı**

$Q_{1max} = 136,60$ KW

$Q_{\delta 1} = 94$ KW (257-207 ile 207-208 interpolasyonundan) : 2.260.840.909 TL

$Q_{S1} = 42,6$ KW (257-204 ile 207-205 interpolasyonundan) : 1.227.555.000 TL

3.488.395.909 TL

$Q_{2max} = 42,07$ KW (257-204 ile 257-205 interpolasyonundan) : 1.220.042.250 TL

FARK : 2.268.353.659 TL

11.2.2.2 Soğutucu Serpantin Farkı

$Q_{1max} = 110,21$ KW

(258-112 ile 258-113'ün interpolasyonundan) : 4.057.264.513 TL

(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında) : 5.274.443.867 TL

$Q_{2max} = 55,19$ KW

(258-110 ile 258-111'in interpolasyonundan) : 2.536.145.659 TL

(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında) : 3.296.989.357 TL

FARK : 1.977.454.510 TL

11.2.2.3 Nemlendirici ve Teferruatı Farkı

Nemlendirici su besleme pompası (217-166'dan)

63 m³/h ve 30 mss için : 1.849.530.000 TL

Nemlendirici su besleme pompası (217-123'den)

20 m³/h ve 28 mss için : 774.810.000 TL

FARK : 1.074.720.000 TL

Nemlendirici, santral hücresi iskeleti, otomatik kontrol fiyat farkı takribi 300.000.000 TL

TOPLAM : 1.374.720.000 TL

11.2.2.4 Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı

$$Q_{1\max} = 136,60 \text{ KW}$$

(151-103 ile 151-104'ün enterpolasyonundan) : 3.900.441.143 TL

$$Q_{2\max} = 42,07 \text{ KW}$$

: 1.754.920.000 TL

FARK : 2.145.521.143 TL

11.2.2.5 Soğutma Grubu Farkı**11.2.2.5.1 Kompresör Farkı :**

$$Q_{1\max} = 110,21 \text{ KW} \times 1,1 = 121,23 \text{ Kw}$$

(551-310 ile 511-311'in enterpolasyonundan) : 33.466.067.118 TL

(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa) : 30.119.460.406 TL

$$Q_{2\max} = 55,19 \text{ KW} \times 1,1 = 60,70 \text{ Kw}$$

(551-307 ile 551-308 enterpolasyonun'dan) : 19.941.865.833 TL

(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa) : 17.947.679.250 TL

FARK : 12.171.781.156 TL

11.2.2.5.2 Kondenser Farkı :

$$Q_{1\max} = 121,23 \text{ Kw}$$

(557-107 ile 557-108'in enterpolasyonundan) : 7.349.586.759 TL

(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa) : 6.247.148.745 TL

$$Q_{2\max} = 55,19 \text{ KW} \times 1,1 = 60,70 \text{ Kw}$$

(557-105 ile 557-106'nın enterpolasyonundan) : 4.257.806.968 TL

(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa) : 3.619.135.923 TL

FARK : 2.628.012.822 TL

11.2.2.5.3 Evaporatör Farkı :

$Q_{1\max} = 121,23 \text{ KW}$ (562-309 ile 559-310'un enterpolasyonundan) : 6.971.993.650 TL

$Q_{2\max} = 60,70 \text{ Kw}$ (559-3043 ile 559-304'ün enterpolasyonundan) : 3.722.195.900 TL

FARK : 3.249.797.750 TL

11.2.2.5.4 Soğutma Kulesi Farkı :

$Q_{1max} = 121,23$ KW (559-107 ile 559-108'in interpolasyonundan) : 3.122.568.659 TL

$Q_{2max} = 60,70$ KW (559-105 ile 559-106'nın interpolasyonundan) : 1.777.976.935 TL

FARK : 1.344.591.724 TL

11.2.3 Rotor Çapı : 1900 mm ve Verim : % 73 olan IGK Rotoru için**11.2.3.1 Isıtıcı Serpantin Farkı**

$Q_{1max} = 136,60$ KW

$Q_{01} = 94$ KW (257-207 ile 207-208 interpolasyonundan) : 2.260.840.909 TL

$Q_{S1} = 42,6$ KW (257-204 ile 207-205 interpolasyonundan) : 1.227.555.000 TL

3.488.395.909 TL

$Q_{2max} = 36,66$ KW (257-204 ile 257-205 interpolasyonundan) : 1.43.355.500 TL

FARK : 2.345.040.409 TL

11.2.3.2 Soğutucu Serpantin Farkı

$Q_{1max} = 110,21$ KW

(258-112 ile 258-113'ün interpolasyonundan) : 4.057.264.513 TL

(258-200'e uygun % 30 fiyat artırımını uygulandığında) : 5.274.443.867 TL

$Q_{2max} = 48,95$ KW

(258-110 ile 258-111'in interpolasyonundan) : 2.354.178.750 TL

(258-200'e uygun % 30 fiyat artırımını uygulandığında) : 3.060.432.375 TL

FARK : 2.214.011.492 TL

11.2.3.3 Nemlendirici ve Teferruatı Farkı

Nemlendirici su besleme pompası. 63 m³/h ve 30 mss için (217-166'dan) :1.849.530.000 TL

Nemlendirici su besleme pompası. (217-123'den) 14 m³/h ve 28 mss için : 774.810.000 TL

FARK : 1.074.720.000 TL

Nemlendirici, santral hücresi iskeleti, otomatik kontrol fiyat farkı takribi 300.000.000 TL

TOPLAM : 1.374.720.000 TL

11.2.3.4 Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı

$Q_{1max} = 136,60$ KW

(151-103 ile 151-104'ün enterpolasyonundan)	: 3.900.441.143 TL
$Q_{2max} = 36,66 \text{ KW}$: <u>1.529.245.714 TL</u>
FARK	: 2.371.195.429 TL

11.2.3.5 Soğutma Grubu Farkı

11.2.3.5.1 Kompresör Farkı :

$Q_{1max} = 110,21 \text{ KW} \times 1,1 = 121,23 \text{ Kw}$	
(551-310 ile 511-311'in enterpolasyonundan)	: 33.466.067.118 TL
(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa)	: 30.119.460.406 TL
$Q_{2max} = 48,95 \text{ KW} \times 1,1 = 53,85 \text{ Kw}$	
(551-307 ile 551-308'in enterpolasyonundan)	: 17.870.444.861 TL
(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa)	: <u>16.083.400.375 TL</u>
FARK	: 14.036.060.031 TL

11.2.3.5.2 Kondenser Farkı :

$Q_{1max} = 121,23 \text{ Kw}$	
(557-107 ile 557-108'in enterpolasyonundan)	: 7.349.586.759 TL
(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa)	: 6.247.148.745 TL
$Q_{2max} = 48,95 \text{ KW} \times 1,1 = 53,85 \text{ Kw}$	
(557-104 ile 557-105'in enterpolasyonundan)	: 3.944.468.667 TL
(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa)	: <u>3.352.798 367 TL</u>
FARK	: 2.894.350.378 TL

11.2.3.5.3 Evaporatör Farkı :

$Q_{1max} = 121,23 \text{ KW}$ (562-309 ile 559-310'un enterpolasyonundan)	: 6.971.993.650 TL
$Q_{2max} = 53,85 \text{ Kw}$ (559-302 ile 559-303'ün enterpolasyonundan)	: <u>3.363.953.050 TL</u>
FARK	: 3.608.040.600 TL

11.2.3.5.4 Soğutma Kulesi Farkı :

$Q_{1max} = 121,23 \text{ Kw}$ (559-107 ile 559-108'in enterpolasyonundan)	: 3.122.568.659 TL
$Q_{2max} = 53,85 \text{ Kw}$ (559-104 ile 559-105'in enterpolasyonundan)	: <u>1.646.366.792 TL</u>
FARK	: 1.476.201.867 TL

11.2.4 Rotor çapı : 2000 mm ve Verim : % 75 olan IGK Rotoru İçin

11.2.4.1 Isıtıcı Serpantin Farkı

$$Q_{1\max} = 136,60 \text{ KW}$$

$Q_{01} = 94$ KW (257-207 ile 207-208 enterpolasyonundan)	: 2.260.840.909 TL
$Q_{S1} = 42,6$ KW (257-204 ile 207-205 enterpolasyonundan)	: <u>1.227.555.000 TL</u>
	3.488.395.909 TL
$Q_{2\max} = 34,16$ KW (257-204 ile 257-205 enterpolasyonundan)	: <u>1.107.918.000 TL</u>
FARK	: 2.380.477.909 TL

11.2.4.2 Soğutucu Serpantin Farkı

$$Q_{1\max} = 110,21 \text{ KW}$$

(258-112 ile 258-113'ün enterpolasyonundan)	: 4.057.264.513 TL
(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında)	: <u>5.274.443.867 TL</u>
$Q_{2\max} = 46,76$ KW	
(258-110 ile 258-111'in enterpolasyonundan)	: 2.290.315.364 TL
(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında)	: <u>2.977.409.973 TL</u>
FARK	: 2.297.033.894 TL

11.2.4.3 Nemlendirici ve Teferruatı Farkı

Nemlendirici su besleme pompası (217-166'dan)

63 m³/h ve 30 mss için : 1.849.530.000 TL

Nemlendirici su besleme pompası (217-123'den)

13 m³/h ve 28 mss için : 774.810.000 TL

FARK : 1.074.720.000 TL

Nemlendirici, santral hücresi iskeleti, otomatik kontrol fiyat farkı takribi 300.000.000 TL

TOPLAM : 1.374.720.000 TL

11.2.4.4 Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı

$$Q_{1\max} = 136,60 \text{ KW}$$

(151-103 ile 151-104'ün enterpolasyonundan) : 3.900.441.143 TL

$Q_{2\max} = 34,16$ KW : 1.424.960.000 TL

FARK : 2.475.481.143 TL

11.2.4.5 Soğutma Grubu Farkı

11.2.4.5.1 Kompresör Farkı :

$$Q_{1max} = 110,21 \text{ KW} \times 1,1 = 121,23 \text{ Kw}$$

(551-310 ile 511-311'in interpolasyonundan) : 33.466.067.118 TL

(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa) : 30.119.460.406 TL

$$Q_{2max} = 46,76 \text{ KW} \times 1,1 = 51,44 \text{ Kw}$$

(551-306 ile 551-307'nin interpolasyonundan) : 17.134.800.400 TL

(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa) : 15.421.320.360 TL

FARK : 14.698.140.046 TL

11.2.4.5.2 Kondenser Farkı :

$$Q_{1max} = 121,23 \text{ Kw}$$

(557-107 ile 557-108'in interpolasyonundan) : 7.349.586.759 TL

(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa) : 6.247.148.745 TL

$$Q_{2max} = 46,76 \text{ KW} \times 1,1 = 51,44 \text{ Kw}$$

(557-104 ile 557-105'in interpolasyonundan) : 3.784.476.800 TL

(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa) : 3.216.805.280 TL

FARK : 3.030.343.465 TL

11.2.4.5.3 Evaporatör Farkı :

$Q_{1max} = 121,23 \text{ KW}$ (562-309 ile 559-310'un interpolasyonundan) : 6.971.993.650 TL

$Q_{2max} = 51,44 \text{ Kw}$ (559-302 ile 559-303'ün interpolasyonundan) : 3.193.582.920 TL

FARK : 3.778.410.730 TL

11.2.4.5.4 Soğutma Kulesi Farkı :

$Q_{1max} = 121,23 \text{ Kw}$ (559-107 ile 559-108'in interpolasyonundan) : 3.122.568.659 TL

$Q_{2max} = 51,44 \text{ Kw}$ (559-104 ile 559-105'in interpolasyonundan) : 1.604.675.800 TL

FARK : 1.517.892.859 TL

11.2.5 Rotor çapı : 2150 mm ve Verim : % 76,5 olan IGK Rotoru için

11.2.5.1 Isıtıcı serpantin farkı

$$Q_{1max} = 136,60 \text{ KW}$$

$Q_{\delta 1} = 94 \text{ KW}$ (257-207 ile 207-208 interpolasyonundan) : 2.260.840.909 TL

$Q_{S1} = 42,6 \text{ KW}$ (257-204 ile 207-205 interpolasyonundan) : 1.227.555.000 TL

: 3.488.395.909 TL

$Q_{2max} = 32,48KW$ (257-204 ile 257-205 enterpolasyonundan) :1.084.104.000 TL

FARK : 2.404.291.909 TL

11.2.5.2 Soğutucu Serpantin Farkı

$Q_{1max} = 110,21 KW$

(258-112 ile 258-113'ün enterpolasyonundan) : 4.057.264.513 TL

(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında) : 5.274.443.867 TL

$Q_{2max} = 43,78 KW$

(258-109 ile 258-110'un enterpolasyonundan) : 2.198.414.400 TL

(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında) : 2.857.938.720 TL

FARK : 2.416.505.147 TL

11.2.5.3 Nemlendirici ve Teferruatı Farkı

Nemlendirici su besleme pompası. 63 m³/h ve 30 mss için (217-166'dan) :1.849.530.000 TL

Nemlendirici su besleme pompası. 5 m³/h ve 28 mss için (217-114'den) : 774.810.000 TL

FARK : 1.074.720.000 TL

Nemlendirici, santral hücresi iskeleti, otomatik kontrol fiyat farkı takribi 300.000.000 TL

TOPLAM : 1.374.720.000 TL

11.2.5.4 Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı

$Q_{1max} = 136,60 KW$

(151-103 ile 151-104'ün enterpolasyonundan) : 3.900.441.143 TL

$Q_{2max} = 32,48KW$: 1.354.880.000 TL

FARK : 2.545.561.143 TL

11.2.5.5 Soğutma Grubu Farkı

11.2.5.5.1 Kompresör Farkı :

$Q_{1max} = 110,21 KW \times 1,1 = 121,23 Kw$

(551-310 ile 511-311'in enterpolasyonundan) : 33.466.067.118 TL

(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa) : 30.119.460.406 TL

$Q_{2max} = 43,78 KW \times 1,1 = 48,16 Kw$

(551-306 ile 551-307'nin enterpolasyonundan) : 16.102.715.600 TL

(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa)	: 14,492,444,040 TL
FARK	: <u>15,627,016,366 TL</u>

11.2.5.5.2 Kondenser Farkı :

$Q_{1max} = 121,23 \text{ Kw}$	
(557-107 ile 557-108'in interpolasyonundan)	: 7.349.586.759 TL
(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa)	: 6.247.148.745 TL
$Q_{2max} = 43,78 \text{ KW} \times 1,1 = 48,16 \text{ Kw}$	
(557-104 ile 557-105'in interpolasyonundan)	: 3.566.728.533 TL
(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa)	: <u>3.031.719.253 TL</u>
FARK	: 3.215.429.492 TL

11.2.5.5.3 Evaporatör Farkı :

$Q_{1max} = 121,23 \text{ KW}$ (562-309 ile 559-310'un interpolasyonundan)	: 6.971.993.650 TL
$Q_{2max} = 48,16 \text{ Kw}$ (559-302 ile 559-303'ün interpolasyonundan)	: <u>2.947.489.990 TL</u>
FARK	: 4.024.503.770 TL

11.2.5.5.4 Soğutma Kulesi Farkı :

$Q_{1max} = 121,23 \text{ Kw}$ (559-107 ile 559-108'in interpolasyonundan)	: 3.122.568.659 TL
$Q_{2max} = 48,16 \text{ Kw}$ (559-104 ile 559-105'in interpolasyonundan)	: <u>1.547.934.533 TL</u>
FARK	: 1.574.634.126 TL

12.2.6 Rotor çapı : 2400 mm ve Verim : % 79 olan IGK Rotoru için

11.2.6.1 Isıtıcı Serpantin Farkı

$Q_{1max} = 136,60 \text{ KW}$	
$Q_{S1} = 94 \text{ KW}$ (257-207 ile 207-208 interpolasyonundan)	: 2.260.840.909 TL
$Q_{S1} = 42,6 \text{ KW}$ (257-204 ile 207-205 interpolasyonundan)	: <u>1.227.555.000 TL</u>
	: 3.488.395.909 TL
$Q_{2max} = 27,46 \text{ KW}$ (257-204 ile 257-205 interpolasyonundan)	: <u>1.012.945.500 TL</u>
FARK	: 2.475.450.409 TL

11.2.6.2 Soğutucu Serpantin Farkı

$$Q_{1\max} = 110,21 \text{ KW}$$

(258-112 ile 258-113'ün enterpolasyonundan) : 4.057.264.513 TL

(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında) : 5.274.443.867 TL

$$Q_{2\max} = 37,74 \text{ KW}$$

(258-109 ile 258-110'un enterpolasyonundan) : 1.885.004.291 TL

(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında) : 2.450.505.578 TL

FARK : 2.823.939.289 TL

11.2.6.3 Nemlendirici ve Teferruat Farkı

Nemlendirici su besleme pompası (217-166'dan)

63 m³/h ve 30 mss için : 1.849.530.000 TL

Nemlendirici su besleme pompası (217-105'den)

4,5 m³/h ve 28 mss için : 624.840.000 TL

FARK : 1.224.690.000 TL

Nemlendirici, santral hücresi iskeleti, otomatik kontrol fiyat farkı takribi 300.000.000 TL

TOPLAM : 1.524.690.000 TL

11.2.5.4 Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı

$$Q_{1\max} = 136,60 \text{ KW}$$

(151-103 ile 151-104'ün enterpolasyonundan) : 3.900.441.143 TL

$$Q_{2\max} = 27,46 \text{ KW}$$

: 1.145.474.286 TL

FARK : 2.754.966.857 TL

11.2.6.5 Soğutma Grubu Farkı**11.2.6.5.1 Kompresör Farkı :**

$$Q_{1\max} = 110,21 \text{ KW} \times 1,1 = 121,23 \text{ Kw}$$

(551-310 ile 511-311'in enterpolasyonundan) : 33.466.067.118 TL

(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa) : 30.119.460.406 TL

$$Q_{2\max} = 37,74 \text{ KW} \times 1,1 = 41,52 \text{ Kw}$$

(551-306 ile 551-307'nin enterpolasyonundan) : 14.013.373.200 TL

(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa) : 12.612.035.880 TL

FARK : 17.507.424.526 TL

11.2.6.5.2 Kondenser Farkı :

$$Q_{1\max} = 121,23 \text{ Kw}$$

(557-107 ile 557-108'in interpolasyonundan) : 7.349.586.759 TL

(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa) : 6.247.148.745 TL

$$Q_{2\max} = 37,74 \text{ KW} \times 1,1 = 41,52 \text{ Kw}$$

(557-103 ile 557-104'ün interpolasyonundan) : 3.106.264.436 TL

(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa) : 2.640.324.771 TL

FARK : 3.606.823.974 TL

11.2.6.5.3 Evaporatör Farkı :

$Q_{1\max} = 121,23 \text{ KW}$ (562-309 ile 559-310'un interpolasyonundan) : 6.971.993.650 TL

$Q_{2\max} = 41,52 \text{ Kw}$ (559-302 ile 559-303'ün interpolasyonundan) : 2.661.412.000 TL

FARK : 4.310.581.650 TL

11.2.6.5.4 Soğutma Kulesi Farkı :

$Q_{1\max} = 121,23 \text{ Kw}$ (559-107 ile 559-108'in interpolasyonundan) : 3.122.568.659 TL

$Q_{2\max} = 41,52 \text{ Kw}$ (559-103 ile 559-104'ün interpolasyonundan) : 1.465.583.309 TL

FARK : 1.656.985.350 TL

ilk yatırım tasarruf bedellerini özetleyen tablo Bayındırlık Bakanlığı birim fiyat (BBBF)' na göre çizelge 11.23' de verilmiştir.

11.3. IGK Cihazı Kullanımı Sonucu İlk Yatırıma İlave Gelecek Masraflar

IGK tekeri kullanılması durumunda, hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik ihtiyacı artışı meydana gelecek, ayrıca tek katlı olan klima santrali iki katlı hale gelerek boyutu artacak, birde egzost havası tarafına ek panel ilavesi gelerek ilk duruma göre maliyet artışları gerçekleşecektir. Klima santral boyutunun artması nedeniyle inşaat alanında da bir artış nedeniyle ilave bir maliyet geleceği düşünülebilir. Ancak örnek uygulama yapılan projede klima santral hücreleri için yeterli, fazladan alan, IGK olsa da olmasa da mekanik tesisat odası olarak sağlanmıştır.

Çizelge 11.23 B.B.B.F.T 2004 yılı fiyatları ile ilk yatırım tasarruf bedelleri

	%64.5 (1500mm)	%69 (1700mm)	%73 (1900)	%74.5 (2000)	%76.5 (2150)	%80 (2400)
ISITICI SERPANTİN FARKI	(TL) 2.159.120.250	2.268.353.659	2.345.040.409	2.380.477.909	2.404.291.909	2.475.450.409
SOĞUTUCU SERPANTİN FARKI	(TL) 1.606.696.934	1.977.454.510	2.214.011.492	2.297.033.894	2.416.505.147	2.823.939.289
NEMLENDİRİCİ TEFERRUATI FARKI	(TL) 1.299.740.000	1.374.720.000	1.374.720.000	1.374.720.000	1.374.720.000	1.524.690.000
KAZAN VE EMN. DONANM. FARKI	(TL) 1.902.744.000	2.145.521.143	2.371.195.429	2.475.481.143	2.545.561.143	2.754.966.857
KOMPRESÖR FARKI	(TL) 9.310.859.820	12.171.781.156	14.036.060.031	14.698.140.046	15.627.016.366	17.507.424.526
KONDENSER FARKI	(TL) 2.295.710.379	2.628.012.822	2.894.350.378	3.030.343.465	3.215.429.492	3.606.823.974
EVAPORATÖR FARKI	(TL) 2.755.093.750	3.249.797.750	3.608.040.600	3.778.410.730	4.024.503.770	4.310.581.650
SOĞUTMA KULESİ FARKI	(TL) 1.128.236.320	1.344.591.724	1.476.201.867	1.517.892.859	1.574.634.126	1.656.985.350
TOPLAM (%50'si Alınmış)	(TL) 11.229.100.727	13.580.116.382	15.159.810.103	15.776.250.023	16.591.330.977	18.134.733.787
TOPLAM	(EURO) 6169,835564	7461,602408	8329,565991	8668,269243	9116,115921	9964,139443

11.3.1 IGK Ünitesi Olmadığı Taktirde Santral Modülleri ve Bu Modüllerdeki ΔP Basınç Kayıpları

13.000 m³/h'lik santralin cihaz içi basınç kayıp miktarları, Carrier ve Sönmez Metal firmasının klima santrali seçim programı vasıtasıyla bulunmuştur.

Damperli Emiş Modülü	: 15 Pa	Soğutucu Serpantin (5 Sıra)	:148 Pa
Panel Filtre (G4)	: 121 Pa	Damla Tutucu	: 12 Pa
Torba Filtre (F7)	: 147 Pa	Vantilatör ve hücresi	: 12 Pa
Isıtıcı Serpantin (2 Sıra)	: 33 Pa	Cihaz Dışı Basınç Kayıbı	: 670 Pa
Sulu Nemlendirici	: 70 Pa		

olmak üzere toplam 122,8 Pa ΔP basınç kaybı oluşacaktır.

$$MilGücü = \frac{Q(m^3/h) \times \Delta P(mmss)}{102 \times 3600 \times \eta} \quad (11.14)$$

$$\Delta P = 122,8 \text{ mmss}$$

$$\eta = \%74,9$$

$$n = 2116 \text{ d/d}$$

$$MilGücü = \frac{13000 \times 122,8}{102 \times 3600 \times 0,749}$$

$$\underline{Mil Gücü} = 5,8 \text{ KW}$$

$$\underline{Motor Gücü} = 5,8 \text{ KW} \times 1,2 = 6,9 \text{ KW}$$

Isı geri kazımsız klima santrali kullanılması durumunda ortama verilen taze hava 1 adet kasetli tip radyal aspiratör ile egzost edilecektir. Ortamda %10 pozitif basınç bırakılırsa; Cihaz dışı basınç kaybı ve aspiratör ve hücresi cihaz içi basınç kaybı dikkate alındığında;

$$Q = 12.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta P = 72 + 1,2 = 73,2 \text{ mmss}$$

$$\eta = \%74$$

$$n = 1800 \text{ d/d}$$

$$\text{MilGücü} = \frac{12.000 \times 73,2}{102 \times 3600 \times 0,74}$$

$$\text{Mil Gücü} = 3,23 \text{ KW}$$

$$\text{Motor Gücü} = 3,23 \text{ KW} \times 1,2 = 3,88 \text{ KW}$$

11.3.2 IGK Cihazı Olduğu Taktirde, IGK Hücresi ΔP Basınç Kayıpları

TAZE HAVA TARAFI :

$$D=1500 \text{ mm için: } \Delta P = 180 \text{ Pa}$$

$$D=1700 \text{ mm için: } \Delta P = 138 \text{ Pa}$$

$$D=1900 \text{ mm için: } \Delta P = 108 \text{ Pa}$$

$$D=2000 \text{ mm için: } \Delta P = 98 \text{ Pa}$$

$$D=2150 \text{ mm için: } \Delta P = 83 \text{ Pa}$$

$$D=2400 \text{ mm için: } \Delta P = 66 \text{ Pa}$$

EGZOST HAVA TARAFI :

$$D=1500 \text{ mm için: } \Delta P = 161 \text{ Pa}$$

$$D=1700 \text{ mm için: } \Delta P = 122 \text{ Pa}$$

$$D=1900 \text{ mm için: } \Delta P = 97 \text{ Pa}$$

$$D=2000 \text{ mm için: } \Delta P = 87 \text{ Pa}$$

$$D=2150 \text{ mm için: } \Delta P = 74 \text{ Pa}$$

$$D=2400 \text{ mm için: } \Delta P = 59 \text{ Pa}$$

Ayrıca, Santral ısı geri kazanımla olduğu zaman başta verilen ısı geri kazanımsız modüllere ilaveten;

$$\text{Panel Filtre (G4)} : 119 \text{ Pa}$$

$$\text{Aspiratör ve hücresi} : 12 \text{ Pa}$$

$$\text{Cihaz Dışı Basınç Kayıbı} : 720 \text{ Pa} \text{ ilave olarak gelmiştir.}$$

Ayrıca serpantin kapasiteleri değiştiğinden, serpantinlerin sıra sayılarının değişiminden dolayı oluşturduğu cihaz içi dirençler de değişmektedir. İlk duruma göre;

$$\text{Isıtıcı Serpantin (1sıra) : 17 Pa}$$

$$\text{Soğutucu serpantin (3 Sıra) : 92 Pa}$$

$$\text{Damperli emiş Modülü} : 12 \text{ Pa} \text{ ilk duruma göre fark olarak gelmiştir.}$$

Santrallerdeki vantilatör ve/veya aspiratörlerin aylık çalışma süreleri, daha önce Çizelge 11.2-11.21'de verilmişti. Buna göre;

Aralık : 744 h/ay	Mart : 744 h/ay	Haziran : 720 h/ay	Eylül : 720 h/ay
Ocak : 744 h/ay	Nisan : 720 h/ay	Temmuz: 744 h/ay	Ekim : 744 h/ay
Şubat : 672 h/ay	Mayıs: 744 h/ay	Ağustos : 744 h/ay	Kasım: 720 h/ay

Buna göre ortalama yıllık çalışma süresi : 730 saat/yıl

Elektrik birim fiyatı ise : 127.800 TL/Kwh idi

a1) Vantilatör Tarafı D = 1500 mm için : $P_{top} = 1336$ Pa

$$\eta = \%75,41 \quad n = 2250 \text{ d/d}$$

$$MilGücü = \frac{13.000 \times 133,6}{102 \times 3600 \times 0,7541} = 6,27 \text{ Kw} \quad \text{Motor gücü} = 6,27 \text{ Kw} \times 1,2 = 7,53 \text{ Kw}$$

a2) Aspiratör Tarafı D = 1500 mm için : $P_{top} = 1024$ Pa

$$\eta = \%74,8 \quad n = 2017 \text{ d/d}$$

$$MilGücü = \frac{12.000 \times 102,4}{102 \times 3600 \times 0,748} = 4,49 \text{ Kw} \quad \text{Motor gücü} = 4,49 \text{ Kw} \times 1,2 = 5,39 \text{ Kw}$$

b1) Vantilatör Tarafı D = 1700 mm için : $P_{top} = 1294$ Pa

$$\eta = \%75 \quad n = 2200 \text{ d/d}$$

$$MilGücü = \frac{13.000 \times 129,4}{102 \times 3600 \times 0,75} = 6,11 \text{ Kw} \quad \text{Motor gücü} = 6,11 \text{ Kw} \times 1,2 = 7,33 \text{ Kw}$$

b2) Aspiratör Tarafı D = 1700 mm için : $P_{top} = 987$ Pa

$$\eta = \%74,47 \quad n = 2067 \text{ d/d}$$

$$MilGücü = \frac{12.000 \times 98,7}{102 \times 3600 \times 0,7447} = 4,33 \text{ Kw} \quad \text{Motor gücü} = 4,33 \text{ Kw} \times 1,2 = 5,20 \text{ Kw}$$

c1) Vantilatör Tarafı D = 1900 mm için : $P_{top} = 1264$ Pa

$$\eta = \%75,18 \quad n = 2167 \text{ d/d}$$

$$MilGücü = \frac{13.000 \times 126,4}{102 \times 3600 \times 0,7518} = 5,95 \text{ Kw} \quad \text{Motor gücü} = 5,95 \text{ Kw} \times 1,2 = 7,14 \text{ Kw}$$

c2) Aspiratör Tarafi D = 1900 mm için : P_{top} = 962 Pa

$$\eta = \%74,23 \quad n = 2040 \text{ d/d}$$

$$\text{MilGücü} = \frac{12.000 \times 96,2}{102 \times 3600 \times 0,7423} = 4,23 \text{ Kw} \quad \text{Motor gücü} = 4,23 \text{ Kw} \times 1,2 = 5,08 \text{ Kw}$$

d1) Vantilatör Tarafi D = 2000 mm için : P_{top} = 1254 Pa

$$\eta = \%75,2 \quad n = 2518 \text{ d/d}$$

$$\text{MilGücü} = \frac{13.000 \times 125,4}{102 \times 3600 \times 0,75} = 5,19 \text{ Kw} \quad \text{Motor gücü} = 5,19 \text{ Kw} \times 1,2 = 7,08 \text{ Kw}$$

d2) Aspiratör Tarafi D = 2000 mm için : P_{top} = 952 Pa

$$\eta = \%74,5 \quad n = 2055 \text{ d/d}$$

$$\text{MilGücü} = \frac{12.000 \times 95,2}{102 \times 3600 \times 0,745} = 4,17 \text{ Kw} \quad \text{Motor gücü} = 4,17 \text{ Kw} \times 1,2 = 5,0 \text{ Kw}$$

e1) Vantilatör Tarafi D = 2150 mm için : P_{top} = 1239 Pa

$$\eta = \%75 \quad n = 2168 \text{ d/d}$$

$$\text{MilGücü} = \frac{13.000 \times 123,9}{102 \times 3600 \times 0,75} = 5,85 \text{ Kw} \quad \text{Motor gücü} = 5,853 \text{ Kw} \times 1,2 = 7,02 \text{ Kw}$$

e2) Aspiratör Tarafi D = 2000 mm için : P_{top} = 939 Pa

$$\eta = \%74,1 \quad n = 2010 \text{ d/d}$$

$$\text{MilGücü} = \frac{12.000 \times 93,9}{102 \times 3600 \times 0,741} = 4,14 \text{ Kw} \quad \text{Motor gücü} = 4,14 \text{ Kw} \times 1,2 = 4,97 \text{ Kw}$$

f1) Vantilatör Tarafi D = 2400 mm için : P_{top} = 1222 Pa

$$\eta = \%74,7 \quad n = 2300 \text{ d/d}$$

$$\text{MilGücü} = \frac{13.000 \times 122,3}{102 \times 3600 \times 0,741} = 5,79 \text{ Kw} \quad \text{Motor gücü} = 5,79 \text{ Kw} \times 1,2 = 6,95 \text{ Kw}$$

f2) Vantilatör Tarafi D = 2400 mm için : P_{top} = 803 Pa

$$\eta = \%73,9 \quad n = 2300 \text{ d/d}$$

$$\text{MilGücü} = \frac{12.000 \times 80,3}{102 \times 3600 \times 0,739} = 3,55 \text{ Kw}$$

$$\text{Motor gücü} = 3,55 \text{ Kw} \times 1,2 = 4,26 \text{ Kw}$$

11.3.3 Isı Geri Kazanım Modüllü Durumda İlk Yatırıma Eklenecek Masraflar :

Isı geri kazanımsız klima santrali olması durumunda kullanılması gereken fan;

$$Q = 13.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 1228 \text{ Pa}$$

2.077.425.000 TL (251-109 ile 251-110 'un enterpolasyonundan)

2.804.523.750 TL (251-500'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

$$N=6,9 \text{ Kw için} \quad 325.150.000 \text{ TL (790 –112 'den)}$$

Elektrik Maliyeti :

$$EM = 6,90 \text{ Kw} \times 127.800 \text{ TL/Kwh} \times 730 \text{ h/yıl}$$

$$EM = 643.728.600 \text{ TL/yıl}$$

Isı geri kazanımsız klima santrali kullanılması durumunda ortama verilen taze hava, 1 adet kasetli tip radyal aspiratör ile egzost edilecektir. Ortamda %10 pozitif basınç bırakılırsa;

$$Q = 12.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 732 \text{ Pa}$$

2.049.600.000 TL (251-109'dan)

2.459.520.000 TL (251-300'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

$$N=3,88 \text{ Kw için} \quad 208.100.000 \text{ TL (790 –110'dan)}$$

Elektrik Maliyeti :

$$EM = 3,88 \text{ Kw} \times 127.800 \text{ TL/Kwh} \times 730 \text{ h/yıl}$$

$$EM = 361.980.720 \text{ TL/yıl}$$

Isı geri kazanımlı klima santrali olması durumunda kullanılması gereken vantilatör ve aspiratörler;

Yukarıdaki ΔP basınç kaybı ve motor güçlerinden;

a1) Vantilatör tarafı;

$$Q = 13.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 133,6 \text{ mmss için}$$

2.077.425.0001 TL (251-109 ile 251-110'un enterpolasyonundan)

2.804.523.750 TL (251-500'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

N=7,53 KW 323.091.000 TL (790-112'den)

Elektrik Maliyeti :

EM = 7,53 Kw x 127.800 TL/Kwh x 730 h/yıl

EM = 702.503.820 TL/yıl

a2) Aspiratör Tarafı :

$$Q = 12.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 102,6 \text{ mmss için}$$

2.049.600.000 TL (251.109 'dan)

2.766.960.000 TL (251.500'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

N= 5, 39 Kw için 283.970.000 TL (790.111'den)

Elektrik Maliyeti :

EM = 5,39 Kw x 127.800 TL/Kwh x 730 h/yıl

EM = 502.854.660 TL/yıl

b1) Vantilatör tarafı;

$$Q = 13.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 129,4 \text{ mmss için}$$

2.077.425.0001 TL (251-109 ile 251-110'un enterpolasyonundan)

2.804.523.750 TL (251-500'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

$N=7,33$ KW için 317.531.700 TL (790-112'den)

Elektrik Maliyeti :

$EM = 7,33$ Kw x 127.800 TL/Kwh x 730 h/yıl

$EM = 683.845.020$ TL/yıl

b2) Aspiratör Tarafı :

$Q = 12.000$ m³/h $\Delta P = 98,7$ mmss için

2.049.600.000 TL (251.109 'dan)

2.664.480.000 TL (251.400'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

$N= 5, 20$ Kw için 283.970.000 TL (790.111'den)

Elektrik Maliyeti :

$EM = 5,20$ Kw x 127.800 TL/Kwh x 730 h/yıl

$EM = 485.128.800$ TL/yıl

c1) Vantilatör tarafı;

$Q = 13.000$ m³/h $\Delta P = 126.4$ mmss için

2.077.425.0001 TL (251-109 ile 251-110'un enterpolasyonundan)

2.804.523.750 TL (251-500'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

$N=7,14$ KW için 313.207.800 TL (790-112'den)

Elektrik Maliyeti :

$EM = 7,14$ Kw x 127.800 TL/Kwh x 730 h/yıl

$EM = 666.119.160$ TL/yıl

c2) Aspiratör Tarafı :

$$Q = 12.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 96,2 \text{ mmss için}$$

2.049.600.000 TL (251.109 'dan)

2.664.480.000 TL (251.400'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

N= 5,08 Kw için 283.970.000 TL (790.111'den)

Elektrik Maliyeti :

$$EM = 5,08 \text{ Kw} \times 127.800 \text{ TL/Kwh} \times 730 \text{ h/yıl}$$

$$EM = 4753.933.520 \text{ TL/yıl}$$

d1) Vantilatör tarafı;

$$Q = 13.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 125,4 \text{ mmss için}$$

2.077.425.0001 TL (251-109 ile 251-110'un enterpolasyonundan)

2.804.523.750 TL (251-500'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

N=7,08 KW için 312.796.000 TL (790-112'den)

Elektrik Maliyeti :

$$EM = 7,08 \text{ Kw} \times 127.800 \text{ TL/Kwh} \times 730 \text{ h/yıl}$$

$$EM = 660.521.520 \text{ TL/yıl}$$

d2) Aspiratör Tarafı :

$$Q = 12.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 95,2 \text{ mmss için}$$

2.049.600.000 TL (251.109 'dan)

2.664.480.000 TL (251.400'e uygun olarak)

Elektrik Motoru : N= 5,0 Kw için 283.970.000 TL (790.111'den)

Elektrik Maliyeti :

$$EM = 5,0 \text{ Kw} \times 127.800 \text{ TL/Kwh} \times 730 \text{ h/yıl}$$

$$EM = 466.470.000 \text{ TL/yıl}$$

e1) Vantilatör tarafı;

$$Q = 13.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 123,9 \text{ mmss için}$$

$$2.077.425.0001 \text{ TL (251-109 ile 251-110'un enterpolasyonundan)}$$

$$2.804.523.750 \text{ TL (251-500'e uygun olarak)}$$

Elektrik Motoru :

$$N=7,02 \text{ KW için } 325.150.000 \text{ TL (790-112'den)}$$

Elektrik Maliyeti :

$$EM = 7,02 \text{ Kw} \times 127.800 \text{ TL/Kwh} \times 730 \text{ h/yıl}$$

$$EM = 645.923.880 \text{ TL/yıl}$$

e2) Aspiratör Tarafı :

$$Q = 12.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 93,2 \text{ mmss için}$$

$$2.049.600.000 \text{ TL (251.109 'dan)}$$

$$2.664.480.000 \text{ TL (251.400'e uygun olarak)}$$

Elektrik Motoru :

$$N= 4,97 \text{ Kw için } 283.970.000 \text{ TL (790.111'den)}$$

Elektrik Maliyeti :

$$EM = 4,97 \text{ Kw} \times 127.800 \text{ TL/Kwh} \times 730 \text{ h/yıl}$$

$$EM = 463.671.180 \text{ TL/yıl}$$

f1) Vantilatör tarafı;

$$Q = 13.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 122,2 \text{ mmss için}$$

$$2.077.425.0001 \text{ TL (251-109 ile 251-110'un enterpolasyonundan)}$$

2.804.523.750 TL (251-500'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

N=6,95KW için 325.150.000 TL (790-112'den)

Elektrik Maliyeti :

EM = 6,95 Kw x 127.800 TL/Kwh x 730 h/yıl

EM = 648.374.974 TL/yıl

2) Aspiratör Tarafı :

Q = 12.000 m³/h $\Delta P = 80,3$ mmss için

2.049.600.000 TL (251.109 'dan)

2.664.480.000 TL (251.400'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

N= 4,26 Kw için 283.970.000 TL (790.111'den)

Elektrik Maliyeti :

EM = 4,26 Kw x 127.800 TL/Kwh x 730 h/yıl

EM = 397.432.440 TL

Çizelge 11.24 İlk yatırıma eklenecek masraflar özet

	ISI GERİ KAZAN.SIZ	D=1500 mm	D=1700 mm	D=1900 mm	D=2000 mm	D=2150 mm
Vantilatör	2.804.523.750	2.804.523.750	2.804.523.750	2.804.523.750	2.804.523.750	2.804.523.750
Elektrik Motoru	325.150.000	457.390.000	325.150.000	325.150.000	325.150.000	325.150.000
Elektrik Masrafı	643.728.600	702.503.820	683.845.020	666.119.160	660.521.520	654.323.880
Aspiratör	2.459.520.000	2.766.960.000	2.664.480.000	2.664.480.000	2.664.480.000	2.664.480.000
Elektrik Motoru	208.100.000	283.970.000	283.970.000	283.970.000	283.970.000	283.970.000
Elektrik Masrafı	361.980.720	502.854.660	485.128.800	473.933.520	466.470.000	463.671.180
TOPLAM	6.803.003.070	7.518.202.230	7.247.087.570	7.218.176.430	7.205.115.270	7.196.118.810
FARK (SONUÇ)	(TL)	715.199.160	444.084.500	415.173.360	402.112.100	393.115.740

D=2400 mm	Vantilatör	Elektrik Motoru	Elektrik Masrafı	Aspiratör	Elektrik Motoru	Elektrik Masrafı	TOPLAM
	2.804.523.750	325.150.000	648.374.974	2.664.480.000	283.970.000	397.432.440	7.123.931.164

Isı geri kazanımsız klima santralına, ısı geri kazanım hücresi eklenmesi durumunda egzost tarafına ilave olarak bir adet panel filtre (G4) ve hücresi eklenecektir. Bunun işletmeye ilave maliyeti;

- Panel filtre (G4) için;

Bay. Bak. Poz No : 254-106'dan hesaplanırsa; 311.850.000 TL. dir

254.200'e uygun olarak %15 fiyat arttırımı uygulanırsa;

358.627.500 TL olarak hesaplanır. %50'si alındığında 179.313.750 TL

- Klima santral hücresi için ;

Bay. Bak. Poz No : 260-203'den köşebentle iskeleti yapılıp üzerine 1,2 mm DKP kaplama sac yapılması ;

1 m² ücreti 128.890.000 TL dir.

i) Isı geri kazanım hücresi kullanılmadığı durumda; santral tek katlıdır ve buna göre hesaplanan boyutlar: A=1414mm, H=1080mm ve L= 4741mm dir.

Santralin toplam alanı = 2x [(4,741x1,080) + (1,080x1,414) + (4,741x1,414)]

ALAN = 26,7 m²

Bu toplam alandaki klima santral hücresinin işletmeye maliyeti;

128.890.000 TL/ m² x 26,7 m² = 3.441.363.000 TL'dir.

ii) Ø1500 mm ve Ø1700 mm lik higroskopik ısı tekerleri için; hesaplanan boyutlar A=1750mm, H=1414mm, L=5217 mm dir; fakat bu durumda santraller iki katlı olup, ikinci kattaki bulunan ısı geri kazanım ünitesi, tek damperli emiş modülü ve filtrenin toplam uzunluğu L=2710mm dir. Bu durumda A₁=37,96 m², A₂=22,1 ; A_{TOP}=37,96+22,1= 60,06 m² dir. Bu toplam alandaki klima santral hücresinin işletmeye maliyeti;

128.890.000 TL/ m² x 60,06 m² = 7.741.133.400 TL'dir.

FARK= 7.741.133.400 TL TL - 3.441.363.000 TL = 4.299.770.400 TL'dir.

%50'si alındığında FARK=2.149.885.200 TL

iii) Ø1900 mm lik higroskopik ısı tekeri için; hesaplanan boyut A=1986mm, H=1750mm, L=6840 mm dir; fakat bu durumda santral iki katlı olup, ikinci kattaki bulunan, ısı geri kazanım hücresi, tek damperli emiş modülü ve filtrenin toplam uzunluğu L=2900mm'dir.Bu durumda A₁=58 m², A₂=28,62 m² ; A_{TOP}=58+28,62=86,62 m² dir.

Bu toplam alandaki klima santral hücresinin işletmeye maliyeti;

128.890.000 TL/ m² x 86,62 m² = 11.164.426.0200 TL'dir.

FARK= 11.164.426.0200 TL - 3.441.363.000 TL = 7.723.063.022 TL'dir.

%50'si alındığında FARK= 3.861.531.511 TL

iv) Ø2000 ve Ø2150 mm lik higroskopik ısı tekerleri için; hesaplanan boyutlar A=2292 mm,

iv) Ø2000 ve Ø2150 mm lik higroskobik ısı tekerleri için; hesaplanan boyutlar $A=2292$ mm, $H=1986$ mm, $L=7170$ mm dir; fakat bu durumda santraller ikişer katlı olup, ikinci kattaki bulunan ısı geri kazanım modülü, tek damperli emiş modülü ve filtre toplam uzunluğu $L=2900$ mm dir. Bu durumda $A_1=70,45$ m², $A_2=33,37$; $A_{TOP}=70,45+33,37=103,82$ m² dir.

Bu toplam alandaki klima santral hücrelerinin işletmeye maliyeti;

$$128.890.000 \text{ TL/ m}^2 \times 103,82 \text{ m}^2 = 13.381.153.580 \text{ TL'dir.}$$

$$\text{FARK} = 13.381.153.580 \text{ TL} - 3.441.363.000 \text{ TL} = 9.939.790.576 \text{ TL'dir.}$$

$$\%50\text{'si alındığında FARK} = 4.969.895.288 \text{ TL}$$

v) Ø2400 mm lik higroskobik ısı tekeri için; hesaplanan boyut $A=2598$ mm, $H=2292$ mm, $L=7770$ mm dir; fakat bu durumda santral iki katlı olup, ikinci kattaki bulunan tek damperli emiş modülü, filtre ve aspiratör hücresinin toplam uzunluğu $L=3280$ mm'dir. Bu durumda $A_1=87,9$ m², $A_2=43,98$; $A_{TOP}=87,9+43,98=131,88$ m² dir.

Bu toplam alandaki klima santral hücresinin işletmeye maliyeti;

$$128.890.000 \text{ TL/ m}^2 \times 131,88 \text{ m}^2 = 16.998.013.200 \text{ TL'dir.}$$

$$\text{FARK} = 16.998.013.200 \text{ TL} - 3.441.363.000 \text{ TL} = 13.556.650.200 \text{ TL'dir.}$$

$$\%50\text{'si alındığında FARK} = 6.778.325.100 \text{ TL}$$

11.3.4 İlk Yatırım Giderleri ve Yıllık İşletme Tasarruf Miktarları Özet Tabloları:

Çizelge 11.25 İlk yatırım giderleri ve yıllık işletme tasarruf miktarları

A	İLK YATIRIM GİDERLERİ (İYG)		MİKTAR (EURO)
	Higroskobik döner ısı geri kazanım cihazı (ø1500 mm)	+	11086
	Ek panel filtre eklenimi	+	98,53
	Isı geri kazanım hücresi ilavesi nedeniyle klima santral hücresinin boyutunun artması	+	1181
	İlk yatırım tasarrufu	-	6169,84
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilk yatırıma ilave fan ve motoru maliyeti	+	283,27
	Toplam İlk yatırım Gideri (İYG)	+	6478,96
B	YILLIK İŞLETME TASARRUFU (YİT)		MİKTAR (EURO/YIL)
	Yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu	-	9838,66
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik maliyeti	+	109,69
	Ortalama yıllık Bakım gideri	+	500
	Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu	-	9228,97

A İLK YATIRIM GİDERLERİ (İYG)		MİKTAR (EURO)
Higroskobik döner ısı geri kazanım cihazı (ø 1700 mm)	+	11908
Ek panel filtre eklenimi	+	98,53
Isı geri kazanım hücresi ilavesi nedeniyle klima santral hücresinin boyutunun artması	+	1181
İlk yatırım tasarrufu	-	7461.6
Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilk yatırıma ilave fan ve motoru maliyeti	+	154,302
Toplam İlk yatırım Gideri (İYG)	+	5880,232
B YILLIK İŞLETME TASARRUFU (YİT)		MİKTAR (EURO/YIL)
Yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu	-	10846,57
Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik maliyeti	+	89,7
Ortalama yıllık Bakım gideri	+	510
Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu	-	10246,87

A İLK YATIRIM GİDERLERİ (İYG)		MİKTAR (EURO)
Higroskobik döner ısı geri kazanım cihazı (ø 1900 mm)	+	13738
Ek panel filtre eklenimi	+	98,53
Isı geri kazanım hücresi ilavesi nedeniyle klima santral hücresinin boyutunun artması	+	2121,72
İlk yatırım tasarrufu	-	8329.57
Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilk yatırıma ilave fan ve motoru maliyeti	+	154,302
Toplam İlk yatırım Gideri (İYG)	+	7782,982
B YILLIK İŞLETME TASARRUFU (YİT)		MİKTAR (EURO/YIL)
Yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu	-	11611
Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik maliyeti	+	73,81
Ortalama yıllık Bakım gideri	+	520
Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu	-	11017,2

A İLK YATIRIM GİDERLERİ (İYG)		MİKTAR (EURO)
Higroskobik döner ısı geri kazanım cihazı (ø 2000 mm)	+	14503,46
Ek panel filtre eklenimi	+	98,53
Isı geri kazanım hücresi ilavesi nedeniyle klima santral hücresinin boyutunun artması	+	2730,71
İlk yatırım tasarrufu	-	8668.27
Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilk yatırıma ilave fan ve motoru maliyeti	+	154,302
Toplam İlk yatırım Gideri (İYG)	+	8818,732
B YILLIK İŞLETME TASARRUFU (YİT)		MİKTAR (EURO/YIL)
Yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu	-	11939,63
Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik maliyeti	+	66,64
Ortalama yıllık Bakım gideri	+	530
Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu	-	11343

A	İLK YATIRIM GİDERLERİ (İYG)		MİKTAR (EURO)
	Higroskobik döner ısı geri kazanım cihazı (ø 2150 mm)	+	15411,46
	Ek panel filtre eklenimi	+	98,53
	Isı geri kazanım hücresi ilavesi nedeniyle klima santral hücresinin boyutunun artması	+	2730,71
	İlk yatırım tasarrufu	-	9116,12
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilk yatırıma ilave fan ve motoru maliyeti	+	154,302
	Toplam İlk yatırım Gideri (İYG)	+	9278,882
B	YILLIK İŞLETME TASARRUFU (YİT)		MİKTAR (EURO/YIL)
	Yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu	-	12313,98
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik maliyeti	+	61,7
	Ortalama yıllık Bakım gideri	+	540
	Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu	-	11713

A	İLK YATIRIM GİDERLERİ (İYG)		MİKTAR (EURO)
	Higroskobik döner ısı geri kazanım cihazı (ø 2400 mm)	+	20840
	Ek panel filtre eklenimi	+	98,53
	Isı geri kazanım hücresi ilavesi nedeniyle klima santral hücresinin boyutunun artması	+	3724,35
	İlk yatırım tasarrufu	-	9964,14
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilk yatırıma ilave fan ve motoru maliyeti	+	154,302
	Toplam İlk yatırım Gideri (İYG)	+	14853
B	YILLIK İŞLETME TASARRUFU (YİT)		MİKTAR (EURO/YIL)
	Yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu	-	13046,45
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik maliyeti	+	22
	Ortalama yıllık Bakım gideri	+	550
	Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu	-	12474,15

12. PROJİY EKONOMİK AÇIDAN DEĞERLENDİRME YÖNTEMLERİ

12.1 Geri Ödeme Süresi Yöntemi :

Bu yöntem hızlı değerlendirme yapmaya olanak sağlayan en basit yöntemdir. Geri ödeme süresi, projeden sağlanan gelirlerin, başlangıçta yapılan yatırımın giderlerini karşılayacağı süre olarak tanımlanır. Yıllık gelirlerin eşit olması varsayımına göre, Geri ödeme süresi (T_g), şu bağıntıyla bulunabilir.

$$T_g = \frac{IYG}{YİT} \quad (12.1)$$

T_g = Geri ödeme zamanı

YİT = Toplam yıllık işletme tasarrufu (EURO/YIL)

İYG = İlk Yatırım Giderleri (EURO)

Geri ödeme süresi genelde bir kıstas olmaktan çok, bir sınır olarak kullanılır. Örneğin bir Fabrika enerji projeleri için bir en üst geri ödeme süresi belirleyip, daha uzun süreli olanlar saf dışı bırakılabilir. Geri ödeme süresi yöntemi, farklı projeleri hızla karşılaştırmak ve sıralamasını yapmak için uygun bir yöntemdir. Enerji projeleri için önerilen en uzun geri ödeme süresi 3 veya 4 yıldır.

(12.1) formülüne göre , geri ödeme süreleri;

12.1.1 ø 1500 mm'lik Higroskobik Döner Isı Geri Kazanım Cihazı için;

$$T_g = \frac{6478,96}{9228,97} = 0,70 \text{ yıl} \cong 8 \text{ ay } 16 \text{ gün} \cong 256 \text{ gün}$$

12.1.2 ø 1700 mm'lik Higroskobik Döner Isı Geri Kazanım Cihazı için;

$$T_g = \frac{5880,232}{10246,87} = 0,57 \text{ yıl} \cong 6 \text{ ay } 25 \text{ gün} \cong 208 \text{ gün}$$

12.1.3 ø 1900 mm'lik Higroskobik Döner Isı Geri Kazanım Cihazı için;

$$T_g = \frac{7782,982}{11017,2} = 0,71 \text{ yıl} \cong 8 \text{ ay } 20 \text{ gün} \cong 260 \text{ gün}$$

12.1.4 ø 2000 mm'lik Higroskobik Döner Isı Geri Kazanım Cihazı için;

$$Tg = \frac{8812,732}{11343} = 0,78yıl \cong 9 \text{ ay } 15 \text{ gün} \cong 285 \text{ gün}$$

12.1.5 ø 2150 mm'lik Higroskobik Döner Isı Geri Kazanım Cihazı için;

$$Tg = \frac{278,882}{11713} = 0,79yıl \cong 9 \text{ ay } 19 \text{ gün} \cong 289 \text{ gün}$$

12.1.6 ø 2400 mm'lik Higroskobik Döner Isı Geri Kazanım Cihazı için;

$$Tg = \frac{14853}{12474,15} = 01,19yıl \cong 1 \text{ yıl } 2 \text{ ay } 9 \text{ gün} \cong 434 \text{ gün}$$

Yukarıdaki sonuçlardan görüleceği üzere ø 1700 mm'lik higroskobik döner ısı geri kazanım cihazı en kısa sürede kendini amorti etmektedir.

12.2 Net Bugünkü Değer Yöntemi

Geri ödeme süresi yöntemi basit olmasına karşın, projenin nakit akışında yıllara göre değişimi göz önüne almaz. Ayrıca ekonomik ömrü uzun olan projeleri eksik değerlendirir.

Geri Ödeme Süresi Yönteminde,

Paranın zaman değeri, değişen enerji fiyatları, yatırım mallarının hurda değeri göz önüne alınmaz. Üretimin ve üretimle ilgili parametrelerin zamanla değişmediğini varsayar. Kısıtlamalara rağmen basit geri ödeme süresi yöntemi çok sayıda projenin hızlı bir biçimde taranmasına olanak sağlar ve önceliklilerin belirlenmesinde oldukça uygundur.

Net bugünkü değer yönteminde ise projenin yıllara göre değişebilen kazançları ve harcamaları, önceden belirlenen bir faiz oranına (f) göre bugünkü değerlerine dönüştürür. Böylece bugün itibariyle net kazançlar, net harcamalardan büyük ise projeye olumlu bakılır. Bu durum aşağıdaki bağıntı ile gösterilebilir.

$$NBD = NNA_0 \times a_0 + NNA_1 \times a_1 + NNA_2 \times a_2 + \dots + NNA_n \times a_n \quad (12.2)$$

NBD : Net Bugünkü değer

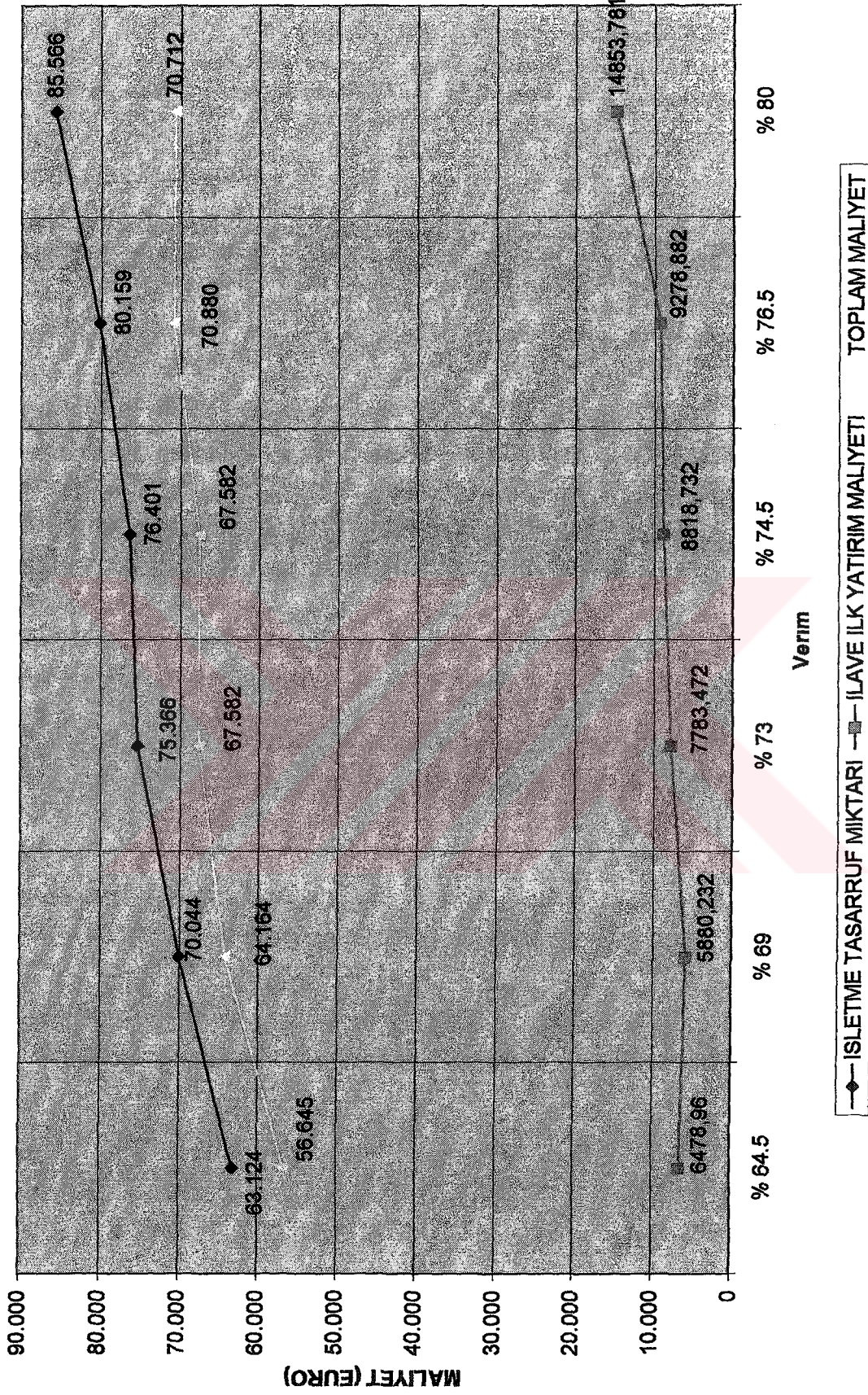
NNA_k : Yıl sonu itibariyle k. yıldaki net nakit akışı

$$a_k : 1 / (1+I)^k \text{ ile verilen k. yıl için iskonto faktörüdür.} \quad (12.3)$$

Yukarıda '0' indisi, bugünü göstermektedir. Projenin ekonomik açıdan kabul edilebilmesi için NBD' nin sıfırdan büyük olması gerekir. Çok sayıda alternatif olan projelerde optimizasyon yapılırken net bugünkü değeri en yüksek olan alternatif seçilir.

Aşağıdaki tablolar (çizelge 12.1) ve sonuç grafik (şekil 12.1) incelendiğinde; yukarıda, geri ödeme süresi yönteminde hesaplarla bulunan, kendini en kısa sürede amorti eden \emptyset 1700 mm'lik ısı geri kazanım cihazı, projenin nakit akışında yıllara göre değişimi göz önüne alındığında sadece ilk iki yıl için en fazla kar getiren IGK cihazı olduğu açığa çıkmıştır. Paranın zaman değeri hesaba katıldığı net bugünkü değer yönteminde 2. Yıldan sonra bugünkü değerler toplandığında her yıl net en kazançlı cihaz, \emptyset 2150 mm'lik ısı geri kazanım cihazı olduğu açıktır. Kısa vadede kendini en kısa sürede amorti eden \emptyset 1750 mm'lik IGK cihazı, cihaz ömrünün 10-15 yıl arası olduğu düşünülürse, 12 yıl ömür ortalaması düşünüldüğünde \emptyset 2150 mm' lik IGK cihazı kullanıldığında uzun vadede işletmenin karı büyük olacağı aşağıdaki tablolardan rahatlıkla anlaşılabilir. Fakat IGK cihazının kullanıldığı klima santralinin, konulduğu mekanik santral dairesinde yer problemi varsa NBD'i en yüksek olan 2. IGK cihazı en ekonomik olan olacaktır.

VERİM-TOPLAM MALİYET DİYAGRAMI



Şekil 12.1 Net bugünkü değer yöntemi sonuç grafiği

12.3 Yıllık İşletme ve Yatırım Gideri Yöntemi:

İlk yatırım masraflarının sistem ömrü ve faizler dikkate alınarak bir senelik masraflarını hesaplamak ve bunu da işletme giderleri ile karşılaştırılarak ekonomiklik derecesi bulunabilir. Bunu yapabilmek için her iki maliyet biriminin aynı olması gerekir. Bunun için Yıllık İşletme ve Yatırım Gideri Metodu uygulanarak bir senelik ilk yatırım maliyeti bulunabilir.

$$\text{İYMs} = \text{CRF} \times \text{İYM} \quad (12.4)$$

İYM = İlk yatırım maliyeti (EURO)

İYMs = Yıllık Sistem Maliyeti (EURO/YIL)

$$\text{CRF} = \frac{fx(1+f)^n}{(1+f)^n - 1} \quad (12.5)$$

n = Cihaz ömrü

CRF = Geri kazanım katsayısı

f = Senelik faiz

Örnek projeye göre;

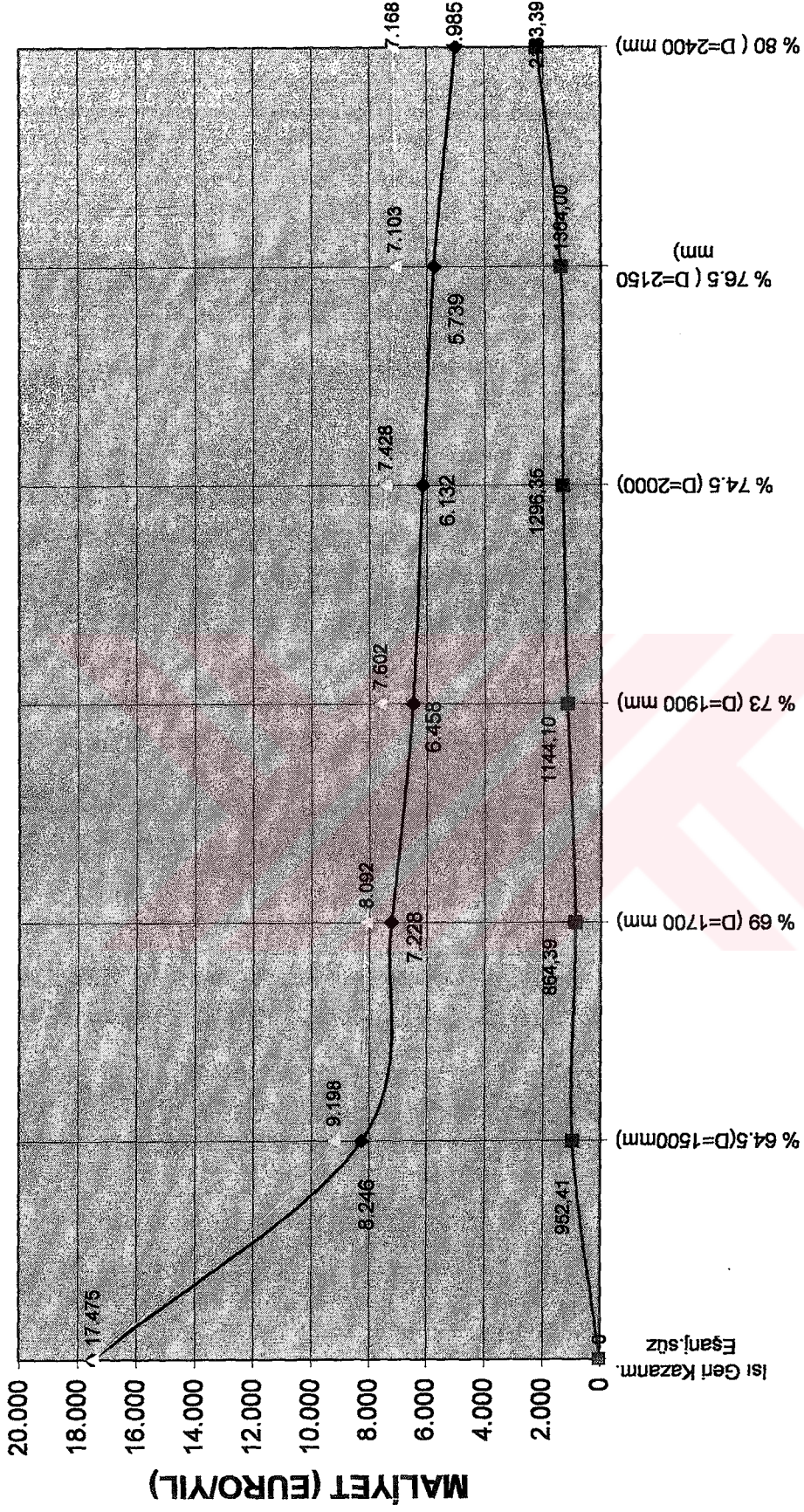
$$\text{CRF} = \frac{0,10x(1+10)^{12}}{(1+0,10)^{12} - 1} = 0,147$$

Geri kazanım cihazlı ve cihazsız durumlarda yıllık enerji tasarruf miktarları çizelge 11.25' de verilmişti. Tüm çaplardaki IGK cihazlarının daha önceden verilen ilk yatırım değerlerini ise CRF katsayısı ile çarptığımızda Euro/yıl biriminde, ömrü ve faizler dikkate alınarak bir senelik masraflar hesaplanmış olur. Aşağıdaki tabloda (çizelge 12.2) ve grafikte (şekil 12.2) sonuçlar incelenecek olursa her iki yöntemde de sistem ömrü ve faizler dikkate alındığından en kazançlı ısı değiştiricinin, ø 2150 mm'lik ısı geri kazanım cihazı olduğu görülmektedir.

Çizelge 12.2 Yıllık işletme ve yatırım gideri yöntemiyle, toplam maliyet sonuç tablosu

	Isı Geri Kazanm. Cihazsız	D=1500 mm	D=1700 mm	D=1900 mm	D=2000 mm	D=2150 mm	D=2400 mm
İşletme Maliyeti (EURO/ YIL)	17,475	8246	7228	6458	6132	5739	4985
İlave İlk Yatırım Maliyeti (EURO/ YIL)	0	952.41	864.39	1144.10	1296.35	1364.0	2183.4
Toplam Maliyet (EURO/ YIL)	17,475	9138	8092	7602	7602	7103	7168

VERİM-TOPLAM MALİYET GRAFİĞİ



VERİM

—◆— İşletme Maliyeti —■— İlave ilk yatırım Maliyeti —●— Toplam Maliyet

Şekil 12.2 Yıllık işletme ve yatırım gideri yöntemi sonuç grafiği

13.1 Plakalı Isı Geri Kazanım Ünitesi Uygulaması için Hesaplar

Bölüm 11.1' deki aynı klima santraline, higroskopik rotorlu IGK cihazı yerine, bu sefer diogonal plakalı ısı geri kazanım cihazı eklersek; enerji geri kazanımsız olarak istenilen şartlarda hava sağlayabilmek için toplam ısıtıcı ve soğutucu serpantin güçleri (Q_1) Bölüm 11' deki güçler ile aynı olarak bulunur.

13.1.1 Enerji Geri Kazanımlı Toplam Isıtıcı ve Soğutucu Serpantin Güçleri:

Enerji geri kazanımlı toplam batarya güçlerinin hesaplanabilmesi için, öncelikle cihaz etkinliği bilinmelidir. Bu nedenle plakalı diagonal tip ısı geri kazanım cihaz seçimi yapılmalıdır.

Diogonal çapraz akımlı plakalı ısı geri kazanım cihazının seçilmesi için gerekli kriterler hava debisi ile plaka yüzeyindeki alın hızıdır. Plaka yüzeyindeki alın hızının bulunmasında aşağıdaki denklemlerden faydalanılır.

$$Q = A \times a \times 3600 \times V \quad (13.1)$$

$$Q = \text{Klima santralindeki taze / egzost hava debisi (m}^3/\text{h)}$$

$$A = \text{Plaka yüksekliği (m)}$$

$$a = \text{Plaka uzunluğu (m)}$$

$$V = \text{Plaka alın yüzeyindeki hava hızı}$$

Diogonal plakalı ısı geri kazanım cihazı uygulandığından ve hem İstanbul iklim şartlarından dolayı hemde psikrometrikten görüleceği üzere don oluşumu olmadığından (Bölüm 7.1.5.2.) by-pass tertibatsız plakalı IGK cihazı kullanılabilir. Bu yüzden yukarıda ki denklemde görülen A değeri, seçilen klima santralının modül genişliğine eşit olacaktır. Sönmez Metal Firmasının Aermec klima santral seçim programıyla 13.000 m³/h için santral seçimleri yapılmıştır. Ve seçilen klima santral modülünün genişliği 1414 mm olarak bulunmuştur.

Delta Air firmasının hazırladığı diyagramlar incelendiğinde (Şekil 13.1-2-3-4-5-6), diyagramların başlığında geçen PA dan sonra ki rakamlar plakalı IGK cihazının uzunluğunu ifade etmektedir.

Örnek :Diagram PA 600 için a = 605 mm. (Çizelge 13.1). Bu verilerden (13.1) eşitliği kullanarak, plaka alın yüzeyindeki hava hızı rahatlıkla bulunabilir.

Plaka alın yüzeyindeki hava hızlarından Şekil 13.1-2-3-4-5-6' dan faydalanarak cihazın etkinliği ve cihazdaki basınç düşümleri, diyagramlardan okunur. Diagonal plakanın klima santral modülü üzerindeki dikey yüksekliği ise $a\sqrt{2}$ formülü ile bulunur.

Buna göre;

600 mm ölçüsündeki IGK için 4,2 m/sn alın hızı, % 49 etkinlik ve 320 Pa basınç düşümü

750 mm ölçüsündeki IGK için 3,4 m/sn alın hızı, % 51 etkinlik ve 235 Pa basınç düşümü

1050 mm ölçüsündeki IGK için 2,4 m/sn alın hızı, % 53,5 etkinlik ve 150 Pa basınç düşümü

1250 mm ölçüsündeki IGK için 2,0 m/sn alın hızı, % 55,2 etkinlik ve 120 Pa basınç düşümü

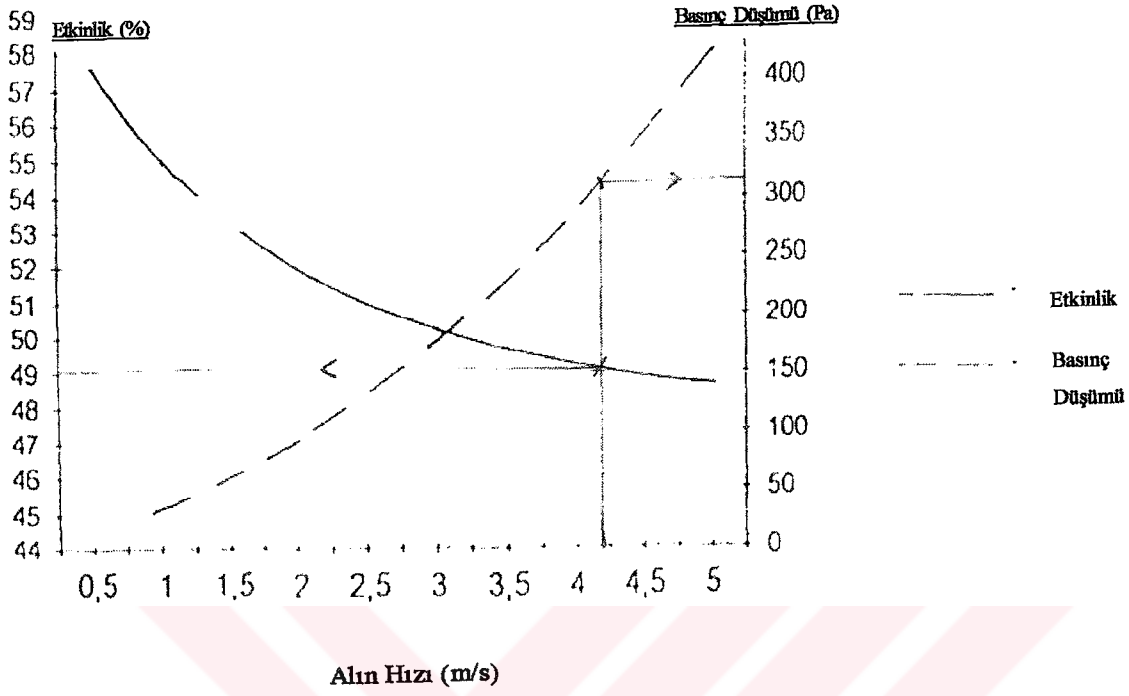
1500 mm ölçüsündeki IGK için 1,7 m/sn alın hızı, % 58,3 etkinlik ve 110 Pa basınç düşümü

2100 mm ölçüsündeki IGK için 1,2 m/sn alın hızı, % 63,1 etkinlik ve 70 Pa basınç düşümü

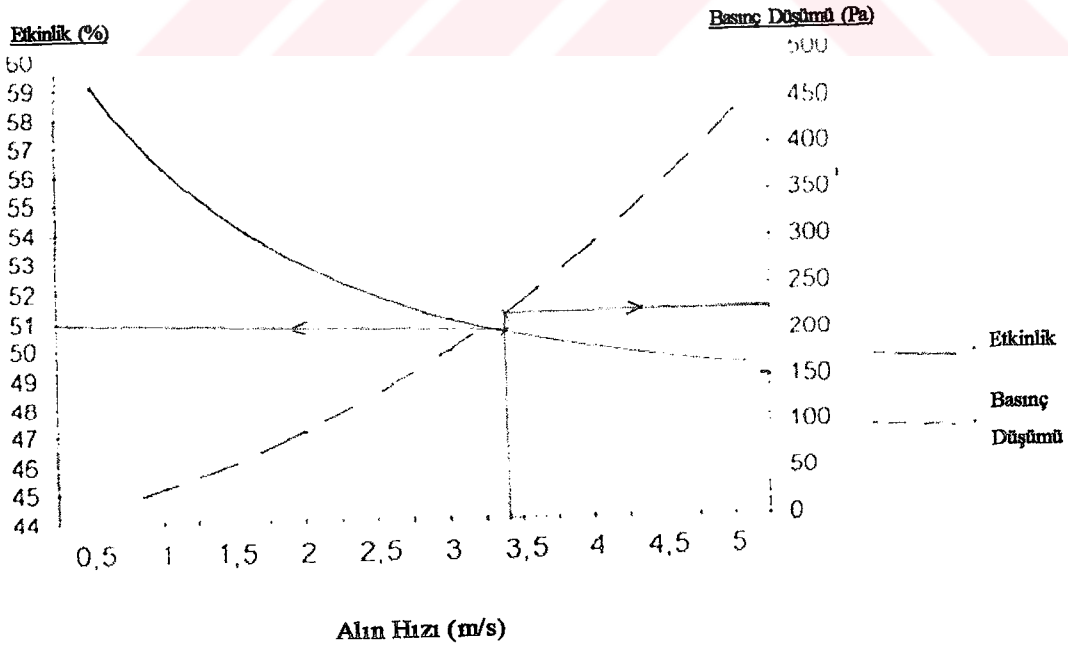
sonuçları diyagramlardan okunur.

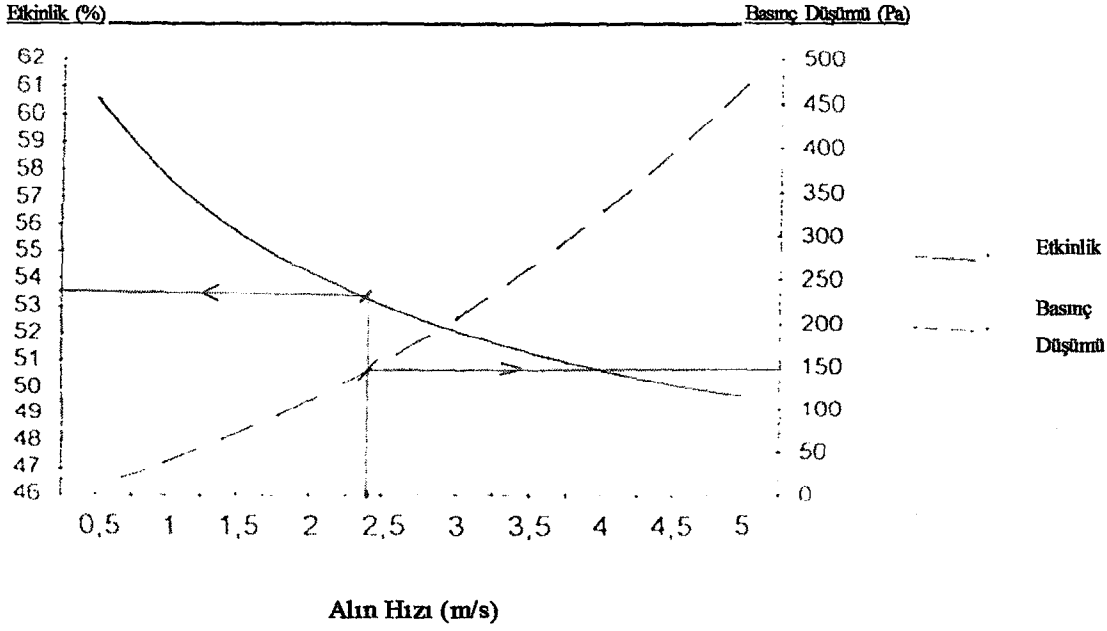
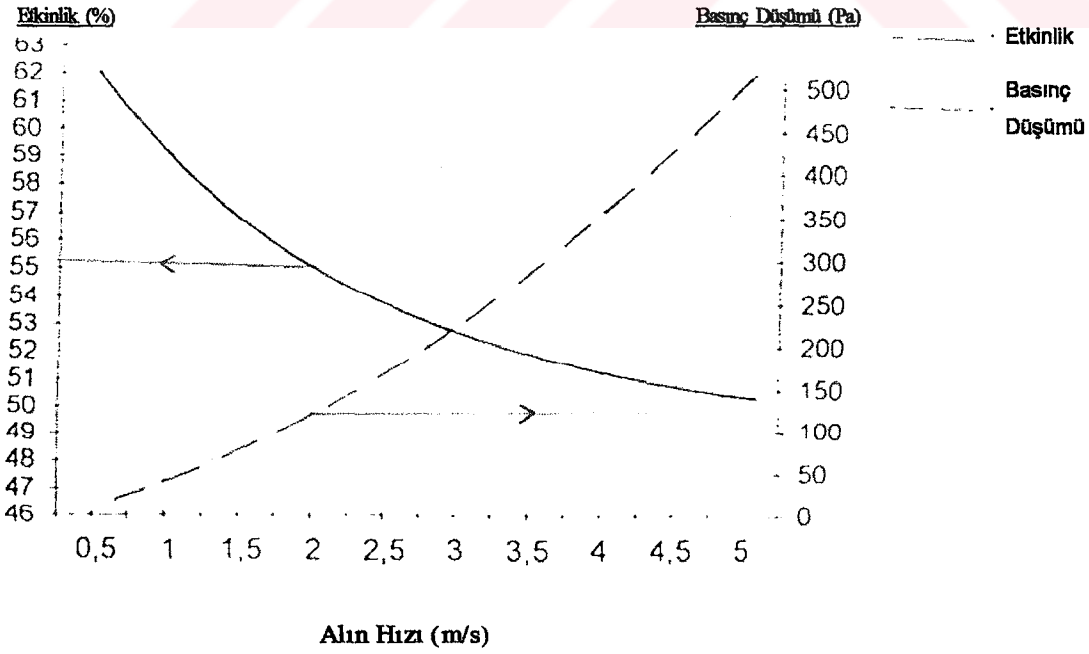
Bunlardan uygulanacak olanı, işe ilk yatırım ve işletme maliyetleri açısından yapılacak analizlerde optimum değeri verecek olan cihazdır.

DİYAGRAM PA 600

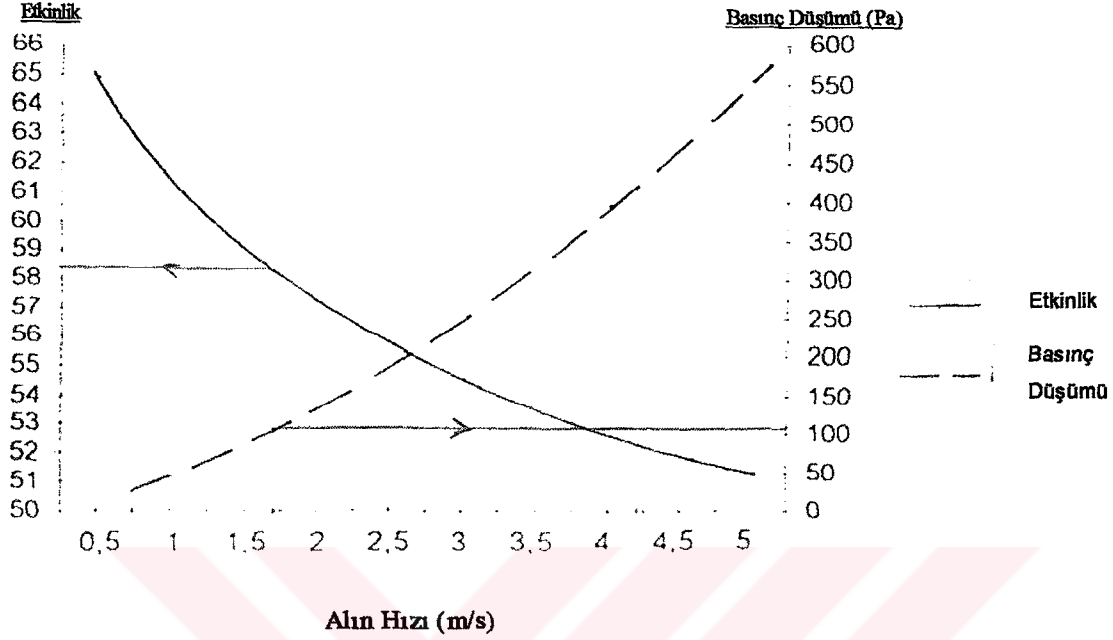


DİYAGRAM PA 750

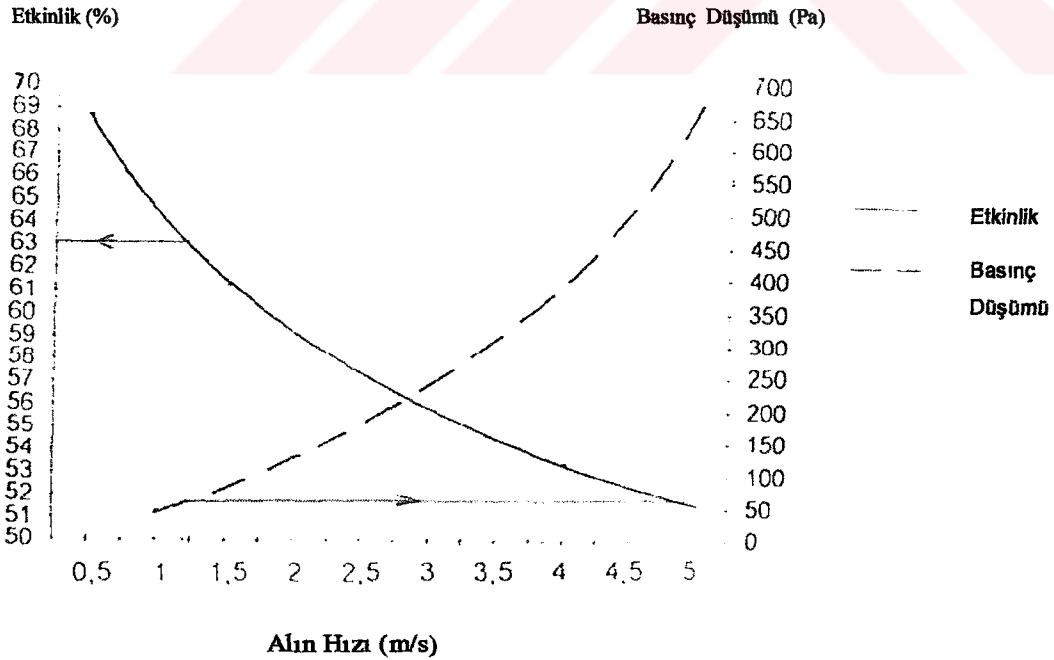


DIYAGRAM PA 1050**DIYAGRAM PA 1250**

DİYAGRAM PA 1500



DİYAGRAM PA 2100



Şekil 13.1 Plaka tipi 600-750-1050-1250-1500-2100 olan, plakalı ısı geri kazanım cihazlarında alın hızı-verim-basınç düşümü ilişkileri (Delta air firması kataloğu)

13.1.1.1 Kış Sezonu için Enerji Geri Kazanımlı Toplam Isıtıcı Serpantin Gücü:

13.1.1.1.1 Havanın Plakalı IGK Cihazı Çıkış Şartları Hesabı

$$\Delta KT = (KT_{\text{oda}} - KT_{\text{dış}}) \cdot \varepsilon \quad (11.3)$$

$$KT_s = \Delta KT + KT_{\text{dış}}$$

$$\Delta KT = \text{Isı tekeri sıcaklık geri kazanımı} \quad (^\circ\text{C})$$

$$KT_s = \text{Isı tekeri çıkışındaki hava sıcaklığı} \quad (^\circ\text{C})$$

Plakalı IGK cihazı çıkışındaki değerler (KT_s , X_s vb.), ısı değiştiricide sadece duyulur ısı transfer edilebileceğinden, ısı değiştirici giriş dış hava şartları aynı özgül nem doğrusu üzerinde fakat farklı sıcaklık değerinde olacaktır. (Şekil 13.7)

Enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya yükü

$$Q_2 = q \cdot c_p [\rho_1 \cdot (KT_{\text{ö1}} - KT_s) + 1.19 \cdot (KT_{\text{iç}} - KT_{\text{nç}})] \cdot (1/3600)$$

$$Q_2 = \text{Enerji geri kazanımlı ısıtıcı batarya yükü, (KW)}$$

$$q = \text{Klima santrali hava debisi (13.000 m}^3/\text{h)}$$

$$c_p = \text{Hava özgül ısısı (KJ/kg}^\circ\text{C)}$$

$$\rho_1 = \text{Isıtıcı çıkışında, nemlendirici girişindeki hava yoğunluğu (Psikrometrik diyagramdan)}$$

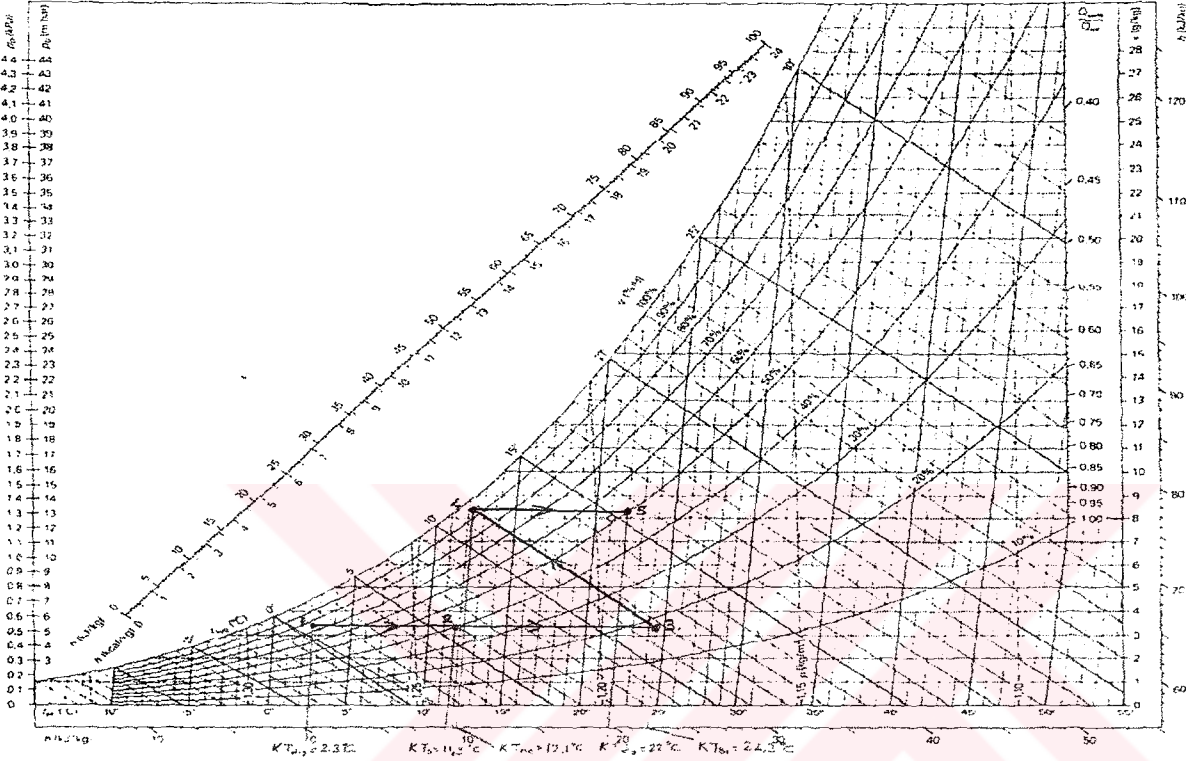
$$KT_{\text{ö1}} = \text{Isıtıcı çıkışında, nemlendirici girişindeki sıcaklık (Psikrometr.diyagramdan (}^\circ\text{C))}$$

$$KT_{\text{iç}} = \text{Isıtıcı çıkışındaki sıcaklık (}^\circ\text{C)}$$

KTs = Diagonal plakalı ısı geri kazanım cihazı çıkışındaki havanın sıcaklığı (°C)

13.1.1.1.2 Tasarruf Edilen Enerji

$$Q_{et} = Q_1 - Q_2 \text{ (KW)}$$



Şekil 13.2 Şubat Ayı enerji geri kazanımlı, A =600 mm plaka boyutu için havanın psikrometrik diyagramda incelenmesi

13.1.1.1.3 Yakıt Tasarrufu

$$YT = \frac{Q_{et} \cdot 3600}{Hu \cdot \eta_k}$$

13.1.1.1.4 Parasal Tasarruf

$$PT = YT \cdot BYF$$

13.1.1.2 Yaz Sezonu için Enerji Geri Kazanımlı Toplam Isıtıcı Serpantin Gücü:

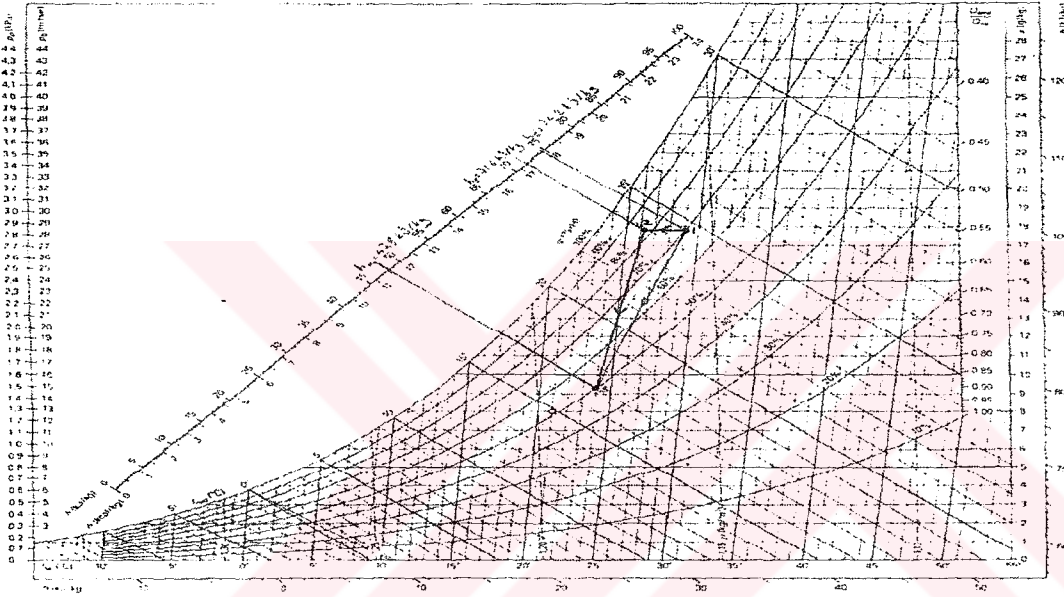
IGK cihazsız ve plaka tipi 600 olan bir IGK cihazına sahip klima santralindeki havanın Temmuz ayı içinde davranışını gösteren psikrometrik diyagram Şekil 13.8'de verilmiştir.

Şekil 13.3'de Temmuz ayı enerji geri kazanımsız ve kazanımlı, A =600 mm plaka boyutu için havanın psikrometrik diyagramda incelenmesi verilmiştir

Psikrometrik diyagramda h_s , KT's noktasının yeri, ısı değiştiricide sadece duyulur ısı transferi gerçekleştiğinden dış hava ile aynı özgül nem fakat farklı sıcaklık değerinde olacağı bilgisi dikkate alınarak hesapla bulunabilir.

13.1.1.2.1 Entalpi Geri Kazanımı

$$\Delta h = (h_d - h_s) \cdot \epsilon \quad (\text{Bölüm 11.1.3.2.1})$$



Şekil 13.3 Temmuz ayı enerji geri kazanımsız ve kazanımlı, A =600 mm plaka boyutu için psikrometrik diyagramda incelenmesi

13.1.1.2.2 Tasarruf Edilen Enerji

$$Q_2 = q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1/3600) \quad (\text{Bölüm 11.1.3.2.2})$$

13.1.1.2.3 Elektrik Tasarrufu

$$T_e = \frac{Q_2 \cdot t}{COP}$$

13.1.1.2.4 Parasal Tasarruf

$$P_t = T_e \cdot E_p$$

Aşağıda seçilmiş olan diogonal plakalı ısı geri kazanım cihazları için aylık enerji tasarrufu hesapları ve bu tasarrufun parasal değerleri çizelgeler halinde verilmiştir.

Debi	13000 m ³ /h
Klima Santral modül genişliği	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	605 mm
Plaka yüzeyi hava alın hızı [$q / (3600 * A * a)]$	4,2 m/s
Plakalı eşanjör yükseklği (a√2)	856 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	49 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	320 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	85 %
Birim yakıt fiyatı	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

Çizelge 13.1 Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve a=600 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	ARALIK	OCAK	SUBAT	MART
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip ısı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	672	744
Dış Sıcaklık	4,8	2,3	2,3	3,7
Dış Bağlı Nem	80	80	75	75
Dış özgül Nem	4,3	3,6	3,3	75
$\Delta KT = (KTiç - Ktdış) . e$	8,428	9,653	9,653	8,967
$KTs = \Delta KT + Ktdış$	13,228	11,953	11,953	12,667
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,267	1,187	1,184	1,188
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı KT_{01}	21,7	23,5	24,3	23,3
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	119,86	133,41	136,60	126,63
$Q1 = q . cp [p1 . (KTö1 - Ktdış) + 1.19 . (KTiç - KTnc)] . (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanım ısıtıcı Batarya Gücü	81,30	92,04	95,33	88,16
$Q2 = q . cp [p1 . (KTö1 - KTs) + 1.19 . (KTiç - KTnc)] . (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	38,56	41,38	41,27	38,47
$QET = Q1 - Q2$				
Yakıt Tasarrufu	3523	3781	3406	3515
$YT = QET . t . 3600 / (Hu . \eta_k)$				
Paraca Tasarruf	1.117.332,213	1.198.931,037	1.080.168,540	1.114.666,088
$PT = YT . BYF$				

Debi	13000 m ³ /h
Klima santral modül genişliği	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	605 mm
Plaka yüzeyi hava alım hızı [q / (3600 * A * a)]	4,2 m/s
Plakalı Yüksekliği (a√2)	856 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	49 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	320 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	85 %
Birim yakıt fiyatı	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

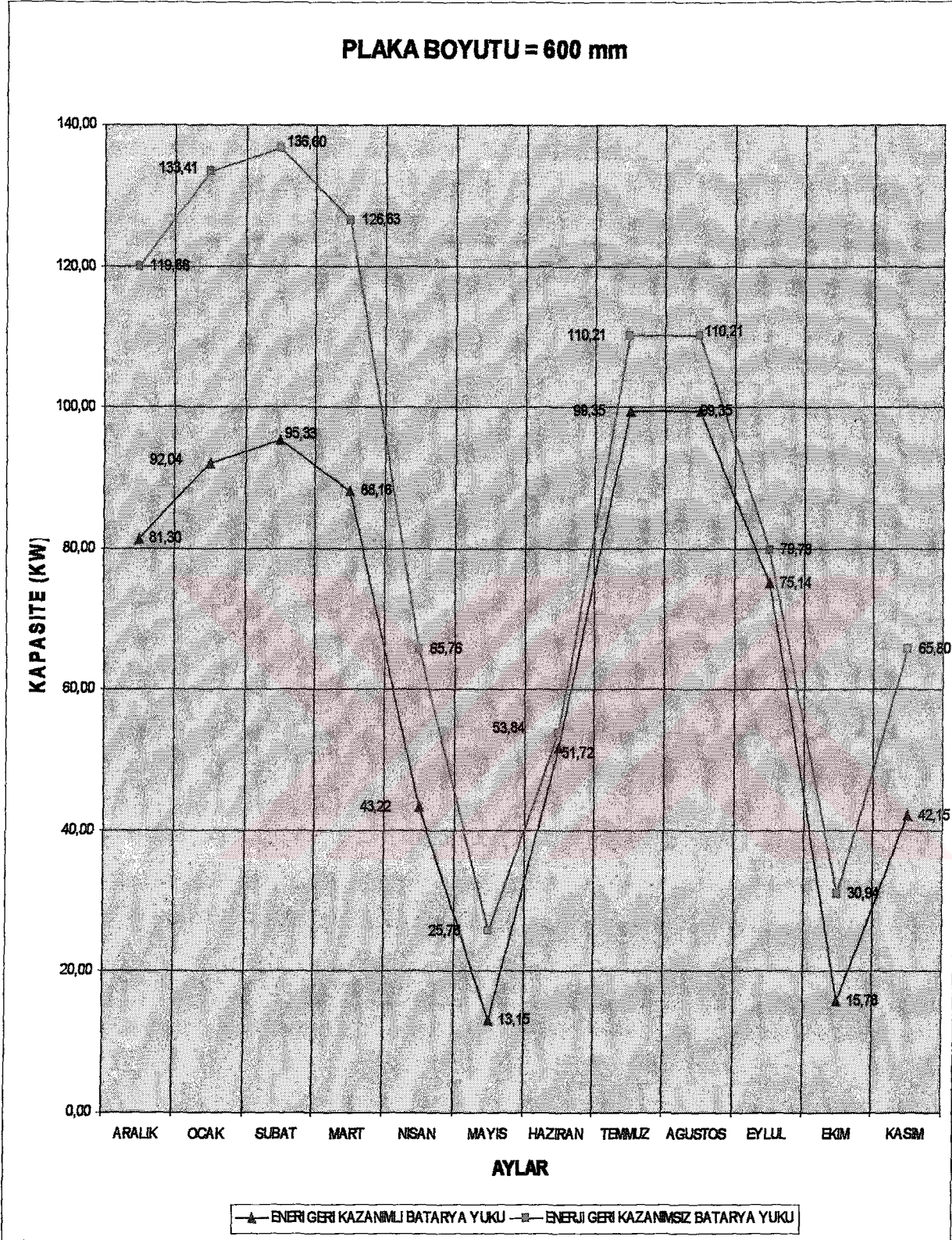
Çizelge 13.2 Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve a=600 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	NISAN	MAYIS	EKİM	KASIM
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Sıcaklık	11,5	16	14,8	11
Dış Bağıl Nem	80	80	75	75
Dış Özgöl Nem	6,3	9,1	7,8	6,5
$\Delta KT = (KT_{iç} - K_{dış}) . e$	5,145	2,94	3,528	5,39
$KTs = \Delta KT + KT_{dış}$	16,645	18,94	18,328	16,39
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,213	-	-	1,215
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı KT_{ol}	16,8	-	-	16,3
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	65,76	25,78	30,94	65,80
$Q1 = q . cp [\rho_1 . (KT_{öl} - KT_{dış}) + 1.19 . (KT_{iç} - KT_{ne})] . (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı Batarya Gücü	43,22	13,15	15,78	42,15
$Q2 = q . cp [\rho_1 . (KT_{öl} - KT_s) + 1.19 . (KT_{iç} - KT_{ne})] . (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	22,54	12,63	15,16	23,65
$QET = Q1 - Q2$				
Yakıt Tasarrufu	1993	1154	1385	2091
$YT = QET . t . 3600 / (Hu . \eta_k)$				
Paraca Tasarruf	631.956.113	366.079.551	439.295.461	663.140.851
$PT = YT . BYF$				

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Klima santral modül genişliği	(A)	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	(a)	605 mm
Plaka yüzeyi hava alım hızı [$q / (3600 * A * a)$]	()	4,2 m/s
Plakalı Yüksekliği ($a\sqrt{2}$)	E	856 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	(e)	49 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	320 Pa
Havanın özgül ısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Kompresör İşletme faktörü	(COP)	2,8
Elektrik birim fiyatı	(Ep)	127800 TL/kwh

Çizelge 13.3 Haziran- Temmuz-Ağustos-Eylül ayları ve a=600 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	HAZİRAN	TEMMUZ	AGUSTOS	EYLÜL
Oda Sıcaklığı	24	24	24	24
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Hava Kuru termometre Sıcaklığı	25	29	29	26
Dış Hava Yaştermometre Sıcaklığı	20,9	24,5	24,5	22,6
Dış Hava Özgül Nem	13,9	17,6	17,6	15,9
$\Delta KT = (K_{i\dot{d}ış} - K_{i\dot{ç}}) \cdot e$	0,49	2,45	2,45	0,98
$K_{i\dot{t}}s = K_{i\dot{t}dış} - \Delta KT$	24,51	26,55	26,55	25,02
Dış hava entalpisi (hd)	60,50	74,20	74,20	66,70
Matris çıkış hava entalpisi (hs)	60,00	71,60	71,60	65,60
İç hava entalpisi (hi)	47,80	47,80	47,80	47,80
$\Delta h = (hd - hs)$	0,50	2,60	2,60	1,10
Enerji Geri Kazanımız batarya yükü	53,84	110,21	110,21	79,78
$Q1 = q \cdot e \cdot (hd_{i\dot{d}ış} - hi_{i\dot{ç}}) \cdot (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	2,12	10,85	10,85	4,64
$Q2 = q \cdot e \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanımız batarya yükü	51,72	99,35	99,35	75,14
$Q3 = Q1 - Q2$				
Elektrik tasarrufu	545,07	2883,94	2883,94	1194,05
$Te = Q2 \cdot t / COP$				
Paraca tasarruf	69.660.129	368.568.141	368.568.141	152.599.590
$Pt = Te \cdot Ep$				



Şekil 13.4 Isıtma ve soğutma sezonunda, diagonal plakalı tip ısı geri kazanım cihazı kullanılması ve kullanılmaması durumunda batarya yükleri

Debi	13000 m ³ /h
Klima santral modül genişliği	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	755 mm
Plaka yüzeyi hava alım hızı [$q / (3600 * A * a)$]	3,4 m/s
Plakalı Yüksekliği ($a\sqrt{2}$)	1068 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	51 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	235 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	85 %
Birim yakıt fiyatı	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

Çizelge 13.4 Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve a=750 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	ARALIK	OCAK	ŞUBAT	MART
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	672	744
Dış Sıcaklık	4,8	2,3	2,3	3,7
Dış Bağlı Nem	80	80	75	75
Dış Özgül Nem	4,3	3,6	3,3	75
$\Delta KT = (KT_{iç} - KT_{dış}) \cdot e$	8,772	10,047	10,047	9,333
$KT_s = \Delta KT + KT_{dış}$	13,572	12,347	12,347	13,033
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,267	1,187	1,184	1,188
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı KT_{o1}	21,7	23,5	24,3	23,3
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	119,86	133,41	136,60	126,63
$Q1 = q \cdot cp [\rho_1 \cdot (T_{ö1} - KT_{dış}) + 1.19 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanımız Isıtıcı Batarya Gücü	79,73	90,35	93,65	86,59
$Q2 = q \cdot cp [\rho_1 \cdot (T_{ö1} - KT_s) + 1.19 \cdot (KT_{iç} - KT_{nç})] \cdot (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	40,13	43,07	42,96	40,04
$QET = Q1 - Q2$				
Yakıt Tasarrufu	3667	3935	3545	3659
$YT = QET \cdot t \cdot 3600 / (Hu \cdot \eta_k)$				
Paraca Tasarruf	1.162.937.610	1.247.866.998	1.124.257.051	1.160.162.663
$PT = YT \cdot BYF$				

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Klima santral modül genişliği	(A)	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	(a)	755 mm
Plaka yüzeyi hava alın hızı [$q / (3600 * A * a)$]	()	3,4 m/s
Plakalı Yüksekliği ($a\sqrt{2}$)	E	1068 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	51 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	235 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	KTnç	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(Inç)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(ηk)	85 %
Birim yakıt fiyatı	(BYF)	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

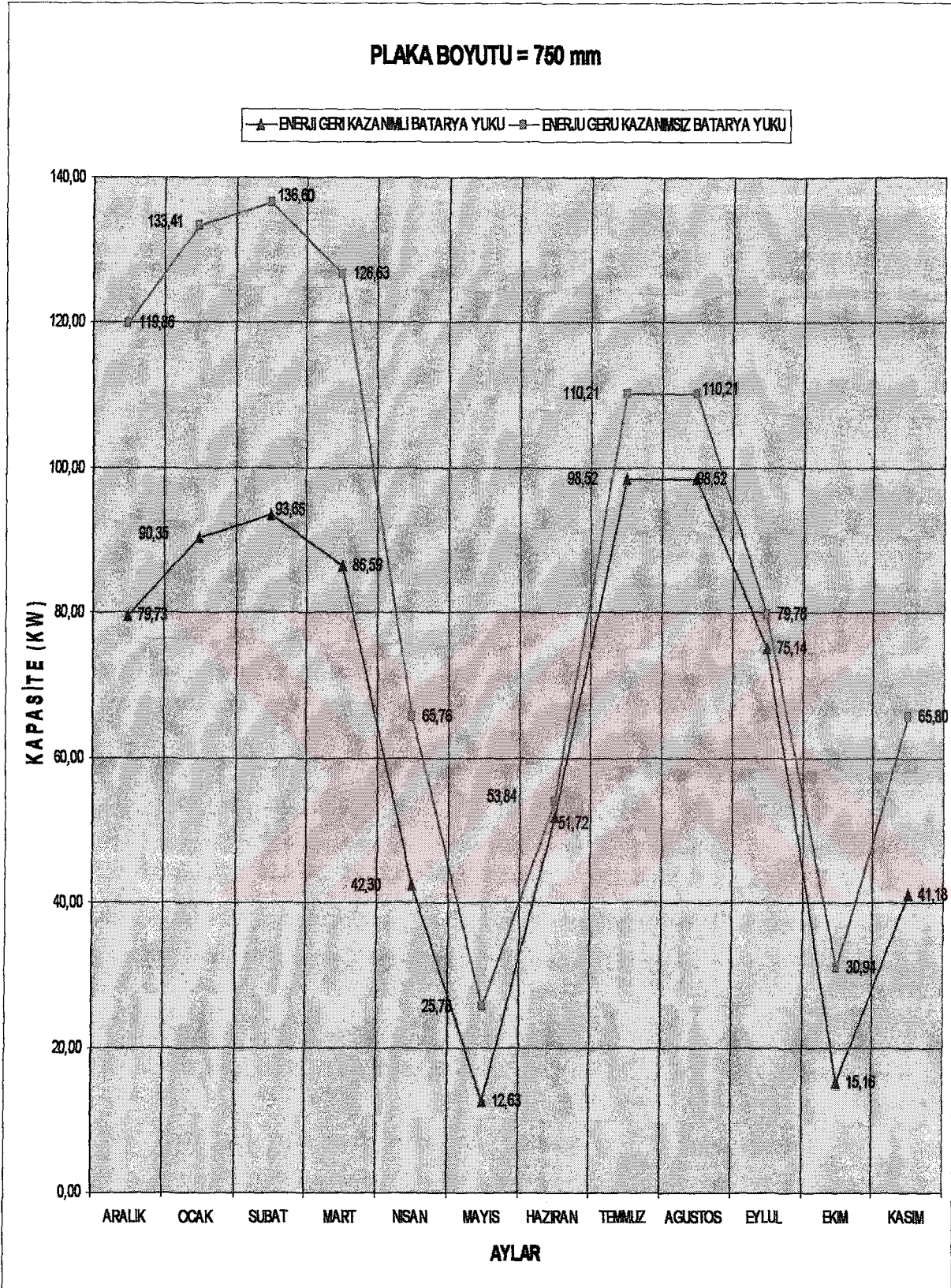
Çizelge 13.5 Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve a=750 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	NISAN	MAYIS	EKİM	KASIM
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip ısı Değiştirgecinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Sıcaklık	11,5	16	14,8	11
Dış Bağlı Nem	80	80	75	75
Dış Özgül Nem	6,3	9,1	7,8	6,5
$\Delta KT = (KTiç - Ktdış) . ε$	5,355	3,06	3,672	5,61
$KTs = \Delta KT + KTdış$	16,855	19,06	18,472	16,61
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,213	-	-	1,215
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı KT _{o1}	16,8	-	-	16,3
Enerji Geri Kazanmsız ısıtıcı batarya gücü	65,76	25,78	30,94	65,80
$Q1 = q . cp [p1 . (Tö1 - KTdış) + 1.19 . (KTiç - KTnç)] . (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanımlı ısıtıcı Batarya Gücü	42,30	12,63	15,16	41,18
$Q2 = q . cp [p1 . (Tö1 - KTs) + 1.19 . (KTiç - KTnç)] . (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	23,46	13,15	15,78	24,61
$QET = Q1 - Q2$				
Yakıt Tasarrufu	2074	1202	1442	2177
$YT = QET . t . 3600 / (Hu . ηk)$				
Paraca Tasarruf	657.750.240	381.021.573	457.225.888	690.207.824
PT=YT . BYF				

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Klima santral modül genişliği	(A)	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	(a)	755 mm
Plaka yüzeyi hava alım hızı [q / (3600 * A * a)]	()	3,4 m/s
Plakalı Yüksekliği (a√2)	E	1068 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	(e)	51 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	235 Pa
Havanın özgül ısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Kompresör İşletme faktörü	(COP)	2,8
Elektrik birim fiyatı	(Ep)	127800 TL/kwh

Çizelge 13.6 Haziran- Temmuz-Ağustos-Eylül ayları ve a=750 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	HAZİRAN	TEMMUZ	AGUSTOS	EYLÜL
Oda Sıcaklığı	24	24	24	24
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Hava Kurutermometre Sıcaklığı	25	29	29	26
Dış Hava Yaştermometre Sıcaklığı	20,9	24,5	24,5	22,6
Dış Hava Özgül Nem	13,9	17,6	17,6	15,9
$\Delta KT=(K_{tdış} - K_{iç}) \cdot e$	0,51	2,55	2,55	1,02
$K_{Ts}=KT_{dış} - \Delta KT$	24,49	26,45	26,45	24,98
Dış hava entalpisi (hd)	60,50	74,20	74,20	66,70
Matris çıkış hava entalpisi (hs)	60,00	71,40	71,40	65,60
İç hava entalpisi (hi)	47,80	47,80	47,80	47,80
$\Delta h = (hd - hs)$	0,50	2,80	2,80	1,10
Enerji Geri Kazanımız batarya yükü	53,84	110,21	110,21	79,78
$Q1=q \cdot \rho \cdot (\text{hdış} - \text{hiç}) \cdot (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	2,12	11,69	11,69	4,64
$Q2=q \cdot \rho \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanımı batarya yükü	51,72	98,52	98,52	75,14
$Q3=Q1 - Q2$				
Elektrik tasarrufu	545,07	3105,79	3105,79	1194,05
$Te=Q2 \cdot t / COP$				
Paraca tasarruf	69.660.129	396.919.536	396.919.536	152.599.590
$Pt=Te \cdot Ep$				



Şekil 13.5 Isıtma ve soğutma sezonunda, diagonal plakalı tip ısı geri kazanım cihazı kullanılması ve kullanılmaması durumunda batarya yükleri

Debi	13000 m ³ /h
Klima santral modül genişliği	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	1056 mm
Plaka yüzeyi hava alın hızı [q / (3600 * A * a)]	2,4 m/s
Plakalı Yüksekliği (a√2)	1493 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	53,5 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	150 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	85 %
Birim yakıt fiyatı	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

Çizelge 13.7 Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve a=1050 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	ARALIK	OCAK	SUBAT	MART
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	672	744
Dış Sıcaklık	4,8	2,3	2,3	3,7
Dış Bağlı Nem	80	80	75	75
Dış özgül Nem	4,3	3,6	3,3	75
$\Delta KT = (KTiç - Ktdış) . e$	9,202	10,5395	10,5395	9,7905
$KTs = AKT + KTdış$	14,002	12,8395	12,8395	13,4905
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,267	1,187	1,184	1,188
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı KT_{01}	21,7	23,5	24,3	23,3
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	119,86	133,41	136,60	126,63
$Q1 = q . cp [\rho 1 . (T01 - KTdış) + 1.19 . (KTiç - KTnc)] . (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanım ısıtıcı Batarya Gücü	77,76	88,24	91,54	84,63
$Q2 = q . cp [\rho 1 . (T01 - KTs) + 1.19 . (KTiç - KTnc)] . (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	42,10	45,18	45,06	42,00
$QET = Q1 - Q2$				
Yakıt Tasarrufu	3847	4128	3719	3838
$YT = QET . t . 3600 / (Hu . \eta k)$				
Paraca Tasarruf	1.219.944.355	1.309.036.949	1.179.367.691	1.217.033.381
$PT = YT . BYF$				

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Klima santral modül genişliği	(A)	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	(a)	1056 mm
Plaka yüzeyi hava alım hızı [$q / (3600 * A * a)$]	()	2,4 m/s
Plakalı Yüksekliği ($a\sqrt{2}$)	E	1493 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	(e)	53,5 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	150 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	KTnç	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(hnç)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(η_k)	85 %
Birim yakıt fiyatı	(BYF)	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

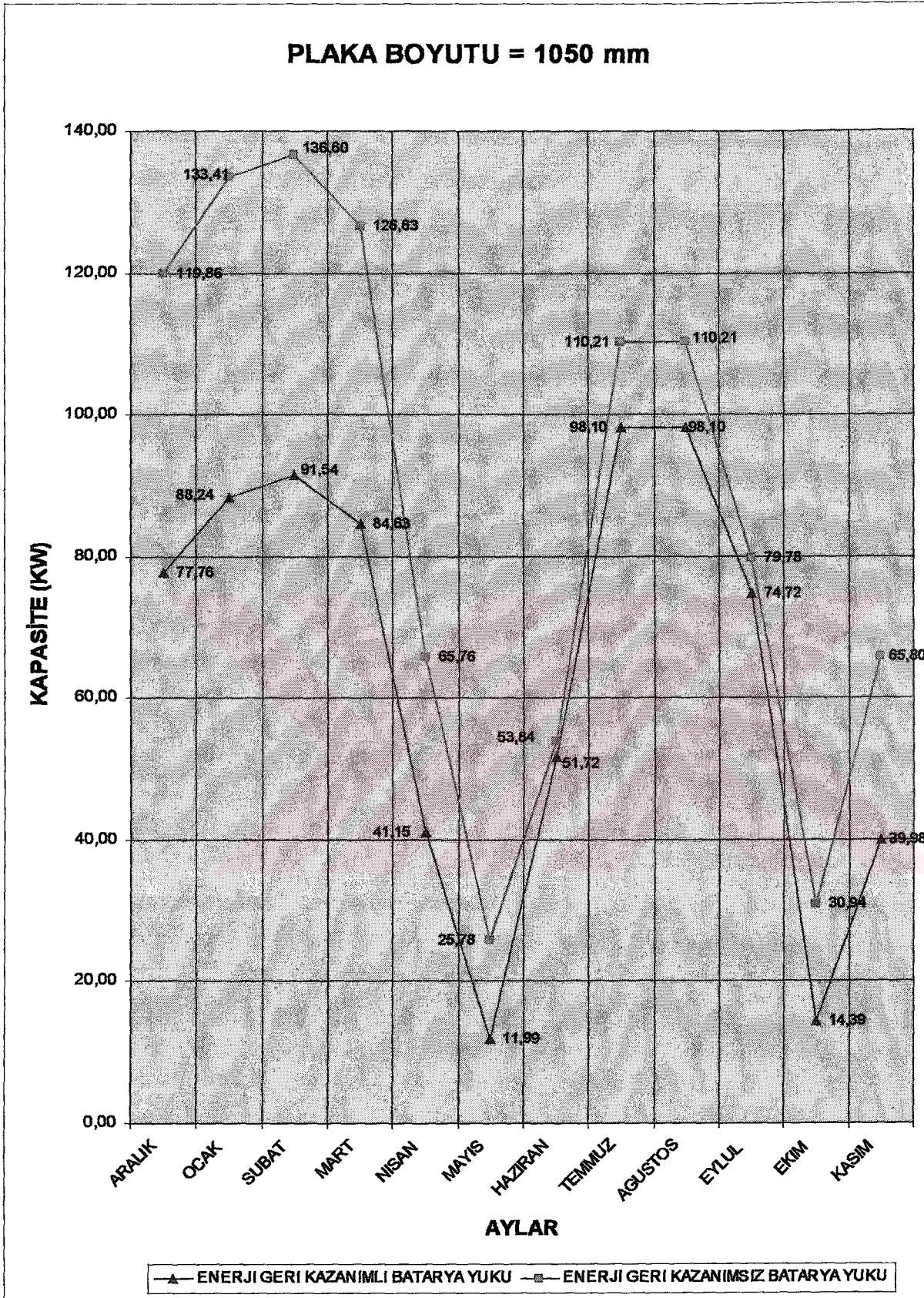
Çizelge 13.8 Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve a=1050 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	NISAN	MAYIS	EKİM	KASIM
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Sıcaklık	11,5	16	14,8	11
Dış Bağlı Nem	80	80	75	75
Dış Özgül Nem	6,3	9,1	7,8	6,5
$\Delta KT = (KTiç - Ktdış) . e$	5,6175	3,21	3,852	5,885
$KTs = \Delta KT + KTdış$	17,1175	19,21	18,652	16,885
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,213	-	-	1,215
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı KT_{01}	16,8	-	-	16,3
Enerji Geri Kazanım ısıtıcı batarya gücü	65,76	25,78	30,94	65,80
$Q1 = q . cp [\rho_1 . (T_{01} - KTdış) + 1.19 . (KTiç - KTnç)] . (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanım ısıtıcı Batarya Gücü	41,15	11,99	14,39	39,98
$Q2 = q . cp [\rho_1 . (T_{01} - KT_s) + 1.19 . (KTiç - KTnç)] . (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	24,61	13,79	16,55	25,82
$Q_{ET} = Q1 - Q2$				
Yakıt Tasarrufu	2176	1260	1513	2283
$YT = Q_{ET} . t . 3600 / (Hu . \eta_k)$				
Paraca Tasarruf	689.992.898	399.699.101	479.638.922	724.041.541
$PT = YT . BYF$				

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Klima Santral Modül Genişliği	(A)	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	(a)	1056 mm
Plaka yüzeyi hava hızı [q / (3600 * A * a)]	()	2,4 m/s
Plakalı Yüksekliği (a√2)	E	1493 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	(e)	53,5 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	150 Pa
Havanın özgül ısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Kompresör İşletme faktörü	(COP)	2,8
Elektrik birim fiyatı	(Ep)	127800 TL/kwh

Çizelge 13.9 Haziran- Temmuz-Ağustos-Eylül ayları ve a=1050 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	HAZİRAN	TEMMUZ	AGUSTOS	EYLÜL
Oda Sıcaklığı	24	24	24	24
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Hava Kurutermometre Sıcaklığı	25	29	29	26
Dış Hava Yaştermometre Sıcaklığı	20,9	24,5	24,5	22,6
Dış Hava Özgül Nem	13,9	17,6	17,6	15,9
$\Delta KT = (K_{dış} - K_{iç}) \cdot e$	0,54	2,68	2,68	1,07
$KT_s = K_{T_{dış}} - \Delta KT$	24,47	26,33	26,33	24,93
Dış hava entalpisi (hd)	60,50	74,20	74,20	66,70
Matris çıkış hava entalpisi (hs)	60,00	71,30	71,30	65,50
İç hava entalpisi (hi)	47,80	47,80	47,80	47,80
$\Delta h = (hd - hs)$	0,50	2,90	2,90	1,20
Enerji Geri Kazanımız batarya yükü	53,84	110,21	110,21	79,78
$Q1 = q \cdot p \cdot (\text{hdış} - \text{hiç}) \cdot (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	2,12	12,11	12,11	5,07
$Q2 = q \cdot p \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanım batarya yükü	51,72	98,10	98,10	74,72
$Q3 = Q1 - Q2$				
Elektrik tasarrufu	545,07	3216,71	3216,71	1302,60
$Te = Q2 \cdot t / COP$				
Paraca tasarruf	69.660.129	411.095.234	411.095.234	166.472.280
$Pt = Te \cdot Ep$				



Şekil 13.6 Isıtma ve soğutma sezonunda, diagonal plakalı tip ısı geri kazanım cihazı kullanılması ve kullanılmaması durumunda batarya yükleri

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Klima santral modül genişliği	(A)	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	(a)	1256 mm
Plaka yüzeyi hava alın hızı [q / (3600 * A * a)]	()	2,0 m/s
Plakalı Yüksekliği (a√2)	E	1776 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	(e)	55,2 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	120 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	KT _ç	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(hn _ç)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	(η _k)	85 %
Birim yakıt fiyatı	(BYF)	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

Çizelge 13.10 Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve a=1250 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	ARALIK	OCAK	SUBAT	MART
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	672	744
Dış Sıcaklık	4,8	2,3	2,3	3,7
Dış Bağlı Nem	80	80	75	75
Dış özgül Nem	4,3	3,6	3,3	7,5
$\Delta KT = (KT_{iç} - Ktdış) . \epsilon$	9,4944	10,8744	10,8744	10,1016
$KTs = \Delta KT + KT_{dış}$	14,2944	13,1744	13,1744	13,8016
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,267	1,187	1,184	1,188
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı KT_{g1}	21,7	23,5	24,3	23,3
Enerji Geri Kazanımsız ısıtıcı batarya gücü	119,86	133,41	136,60	126,63
$Q1 = q . cp [\rho l . (KT_{ö1} - Ktdış) + 1.19 . (KT_{iç} - KT_{nç})] . (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanımlı ısıtıcı Batarya Gücü	76,43	86,80	90,11	83,29
$Q2 = q . cp [\rho l . (KT_{ö1} - KTs) + 1.19 . (KT_{iç} - KT_{nç})] . (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	43,44	46,61	46,49	43,34
$QET = Q1 - Q2$				
Yakıt Tasarrufu	3969	4259	3837	3960
$YT = QET . t . 3600 / (Hu . \eta_k)$				
Paraca Tasarruf	1.258.708,942	1.350.632,516	1.216.842,926	1.255.705,470
$PT = YT . BYF$				

Debi	(q)	13000 m3/h
Klima santral modül genişliği	(A)	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	(a)	1256 mm
Plaka yüzeyi hava alım hızı [$q / (3600 * A * a)$]	()	2,0 m/s
Plakalı Yüksekliği ($a\sqrt{2}$)	E	1776 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	(e)	55,2 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	120 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	KTnç	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	(hnç)	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	(Hu)	34485 kJ/m3
Kazan verimi	(η_k)	85 %
Birim yakıt fiyatı	(BYF)	317113 TL/m3 (17 Mart 2004)

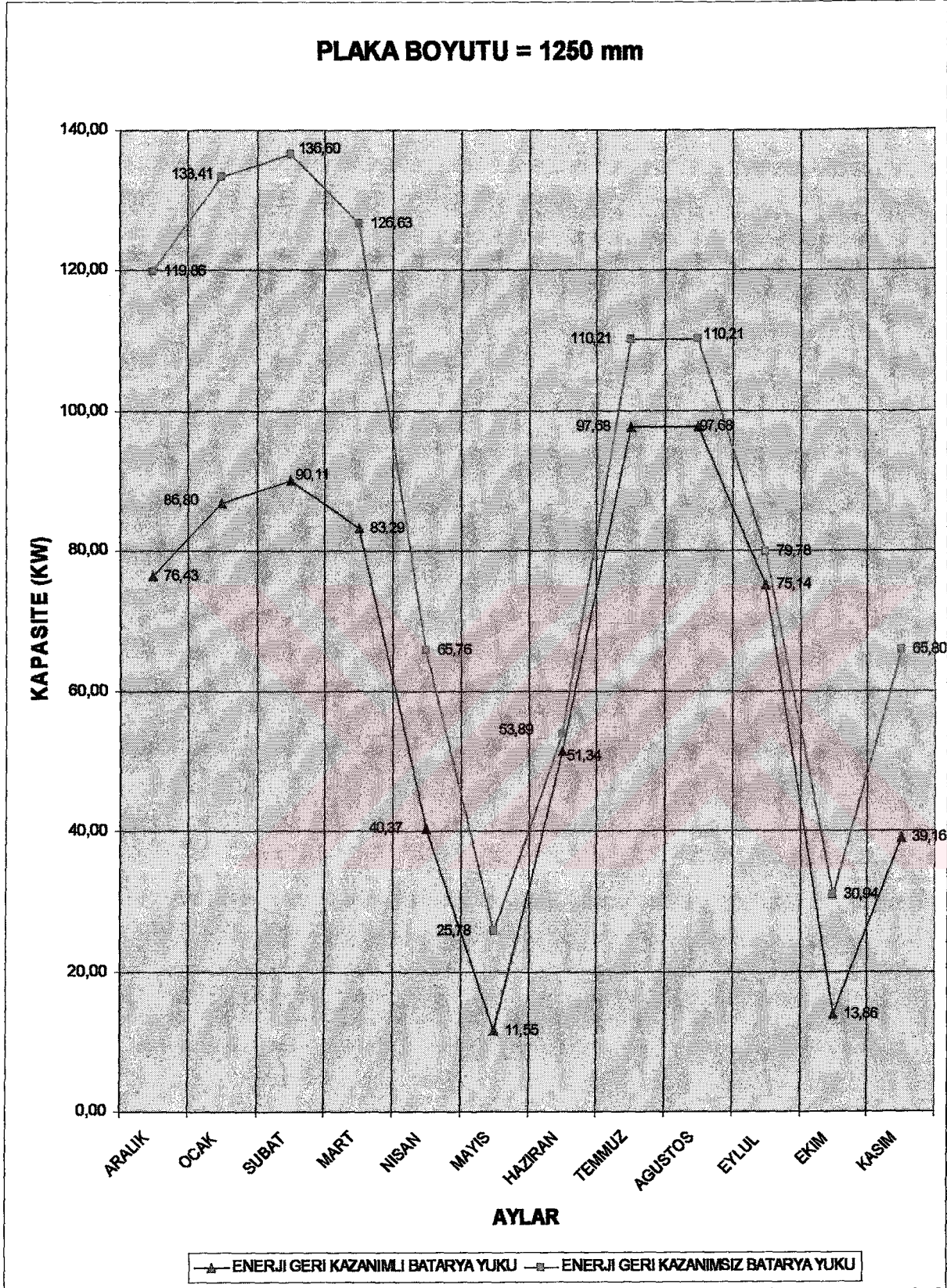
Çizelge 13.11 Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve a=1250 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerjisi geri kazanımı, özet hesap tablosu

	NISAN	MAYIS	EKİM	KASIM
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Sıcaklık	11,5	16	14,8	11
Dış Bağıl Nem	80	80	75	75
Dış Özgül Nem	6,3	9,1	7,8	6,5
$\Delta KT = (KTiç - Ktdış) . e$	5,796	3,312	3,9744	6,072
$KTs = \Delta KT + KTdış$	17,296	19,312	18,7744	17,072
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,213	-	-	1,215
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı KT_{01}	16,8	-	-	16,3
Enerjisi Geri Kazanım Sız ısıtıcı batarya gücü	65,76	25,78	30,94	65,80
$Q1 = q . cp [\rho_1 . (KT_{01} - Ktdış) + 1.19 . (KTiç - KTnç)] . (1/3600)$				
Enerjisi Geri Kazanım Sız ısıtıcı Batarya Gücü	40,37	11,55	13,86	39,16
$Q2 = q . cp [\rho_1 . (KT_{01} - KTs) + 1.19 . (KTiç - KTnç)] . (1/3600)$				
Enerjisi Tasarrufu	25,39	14,23	17,08	26,64
$QET = Q1 - Q2$				
Yakıt Tasarrufu	2245	1300	1561	2356
$YT = QET . t . 3600 / (Hu . \eta_k)$				
Paraca Tasarruf	711.917.906	412.399.820	494.879.785	747.048.468
$PT = YT . BYF$				

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Klima santral modül genişliği	(A)	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	(a)	1256 mm
Plaka yüzeyi hava hızı [q / (3600 * A * a)]	()	2,0 m/s
Plakalı Yüksekliği (a√2)	E	1776 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	55,2 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	120 Pa
Havanın özgül ısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Kompresör İşletme faktörü	(COP)	2,8
Elektrik birim fiyatı	(Ep)	12780 TL/kwh

Çizelge 13.12 Haziran- Temmuz-Agustos-Eylül ayları ve a=1250 mm'lik diogonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	HAZİRAN	TEMMUZ	AGUSTOS	EYLÜL
Oda Sıcaklığı	24	24	24	24
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Hava Kurutermometre Sıcaklığı	25	29	29	26
Dış Hava Yaştermometre Sıcaklığı	20,9	24,5	24,5	22,6
Dış Hava Özgül Nem	13,9	17,6	17,6	15,9
$\Delta KT = (K \cdot t_{dış} - K) \cdot e$	0,55	2,76	2,76	1,10
$KTs = K \cdot t_{dış} - \Delta KT$	24,45	26,24	26,24	24,90
Dış hava entalpisi (hd)	60,50	74,20	74,20	66,70
Matris çıkış hava entalpisi (hs)	59,90	71,20	71,20	65,60
İç hava entalpisi (hi)	47,80	47,80	47,80	47,80
$\Delta h = (hd - hs)$	0,60	3,00	3,00	1,10
Enerji Geri Kazanumsuz batarya yükü	53,89	110,21	110,21	79,78
$Q1 = q \cdot p \cdot (\Delta h_{dış} - \Delta h_{iç}) \cdot (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	2,55	12,52	12,52	4,64
$Q2 = q \cdot p \cdot \Delta h \cdot (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanumlu batarya yükü	51,34	97,68	97,68	75,14
$Q3 = Q1 - Q2$				
Elektrik tasarrufu	654,64	3327,63	3327,63	1194,05
$Te = Q2 \cdot t / COP$				
Paraca tasarruf	83.663.357	425.270.931	425.270.931	152.599.590
$Pt = Te \cdot Ep$				



Şekil 13.7 Isıtma ve soğutma sezonunda, diagonal plakalı tip ısı geri kazanım cihazı kullanılması ve kullanılmaması durumunda batarya yükleri

Debi	13000 m ³ /h
Klima Santral Modül Genişliği	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	1512 mm
Plaka yüzeyi hava alın hızı [$q / (3600 * A * a)$]	1,7 m/s
Plakalı Yüksekliği ($a\sqrt{2}$)	2138 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	58,3 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	110 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	85 %
Birim yakıt fiyatı	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

Çizelge 13.13 Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve a=1500 mm'lik diogonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	ARALIK	OCAK	ŞUBAT	MART
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	672	744
Dış Sıcaklık	4,8	2,3	2,3	3,7
Dış Bağıl Nem	80	80	75	75
Dış Özgül Nem	4,3	3,6	3,3	75
$\Delta KT = (KTiç - Ktdış) . \epsilon$	10,0276	11,4851	11,4851	10,6689
$KTs = \Delta KT + Ktdış$	14,8276	13,7851	13,7851	14,3689
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,267	1,187	1,184	1,188
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı KT_{01}	21,7	23,5	24,3	23,3
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	119,86	133,41	136,60	126,63
$Q1 = q . cp [\rho 1 . (T_{01} - Ktdış) + 1.19 . (KTiç - Ktdış)] . (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanımız Isıtıcı Batarya Gücü	73,99	84,18	87,50	80,86
$Q2 = q . cp [\rho 1 . (T_{01} - KTs) + 1.19 . (KTiç - Ktdış)] . (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	45,88	49,23	49,11	45,77
$QET = Q1 - Q2$				
Yakıt Tasarrufu	4192	4498	4053	4182
$YT = QET . t . 3600 / (Hu . \eta_k)$				
Paraca Tasarruf	1.329.397.307	1.426.483.255	1.285.180.120	1.326.225.161
$PT = YT . BYF$				

Debi	13000 m ³ /h
Klima Santral Modül Genişliği	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	1512 mm
Plaka yüzeyi hava alın hızı [q / (3600 * A * a)]	1,7 m/s
Plakalı Yüksekliği (a√2)	2138 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	58,3 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	110 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	85 %
Birim yakıt fiyatı	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

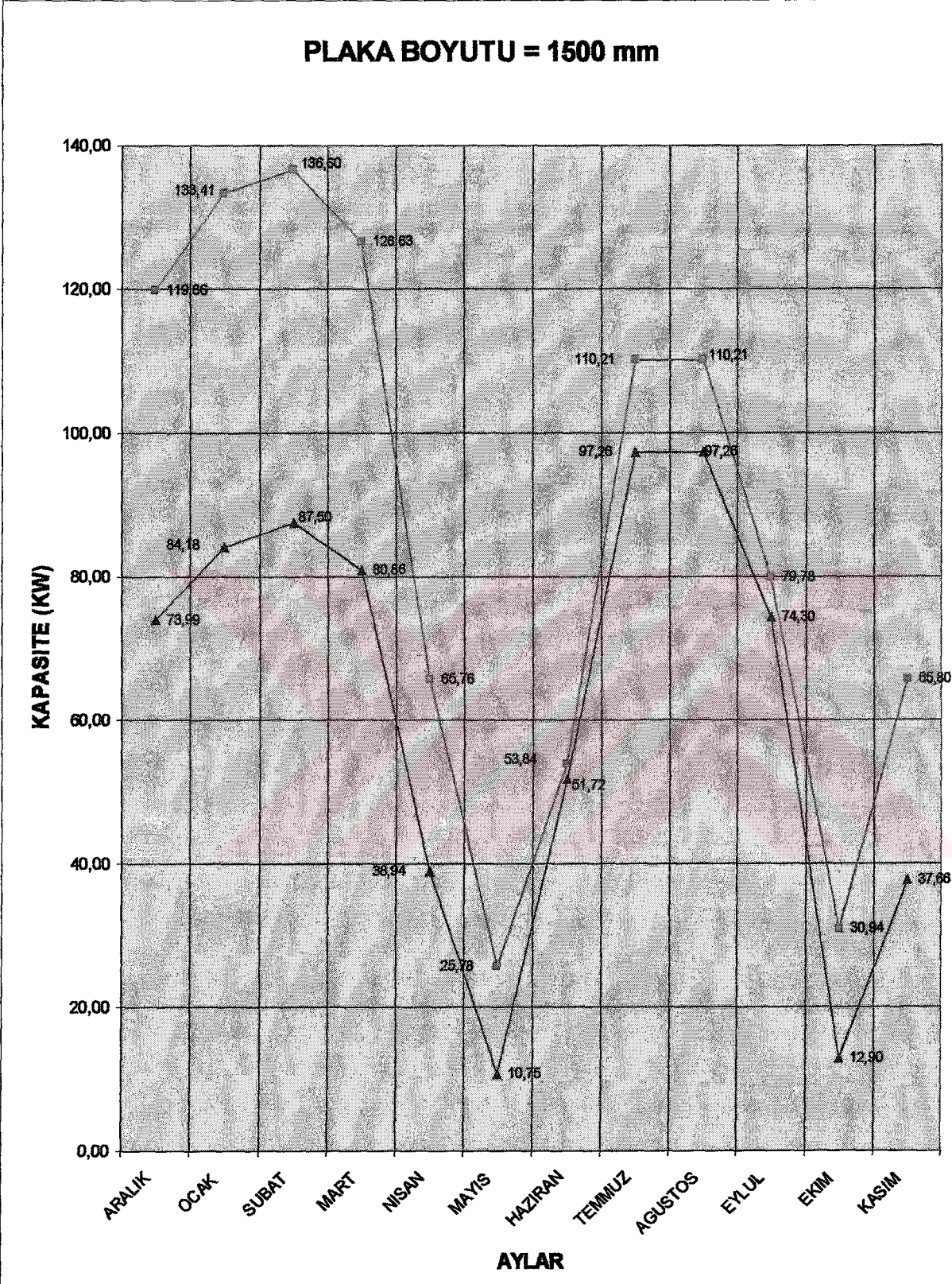
Çizelge 13.14 Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve a=1500 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	NISAN	MAYIS	EKİM	KASIM
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip ısı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Sıcaklık	11,5	16	14,8	11
Dış Bağlı Nem	80	80	75	75
Dış Özgül Nem	6,3	9,1	7,8	6,5
$\Delta KT = (KT_{iç} - KT_{dış}) . e$	6,1215	3,498	4,1976	6,413
$KTs = \Delta KT + KT_{dış}$	17,6215	19,498	18,9976	17,413
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,213	-	-	1,215
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı $KT_{ö1}$	16,8	-	-	16,3
Enerji Geri Kazanım ısıtıcı batarya gücü	65,76	25,78	30,94	65,80
$Q1 = q . cp [\rho_1 . (KT_{ö1} - KT_{dış}) + 1.19 . (KT_{iç} - KT_{iç})] . (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanım ısıtıcı Batarya Gücü	38,94	10,75	12,90	37,66
$Q2 = q . cp [\rho_1 . (KT_{ö1} - KT_s) + 1.19 . (KT_{iç} - KT_{iç})] . (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	26,81	15,03	18,04	28,14
$QET = Q1 - Q2$				
Yakıt Tasarrufu	2371	1374	1648	2488
$YT = QET . t . 3600 / (Hu . \eta_k)$				
Paraca Tasarruf	751.898,803	435.559,955	522.671,946	789.002,277
$PT = YT . BYF$				

Debi	(q)	13000 m ³ /h
Klima Santral Modül Genişliği	(A)	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	(a)	1512 mm
Plaka yüzeyi hava alın hızı [q / (3600 * A * a)]	()	1,7 m/s
Plakalı Yüksekliği (a√2)	E	2138 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	(ε)	58,3 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	(ΔP)	110 Pa
Havanın özgül ısısı	(cp)	1,00 kJ/kg°C
Kompresör İşletme faktörü	(COP)	2,8
Elektrik birim fiyatı	(Ep)	127800 TL/kwh

Çizelge 13.15 Haziran- Temmuz-Ağustos-Eylül ayları ve a=1500 mm'lik diogonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	HAZİRAN	TEMMUZ	AGUSTOS	EYLÜL
Oda Sıcaklığı	24	24	24	24
Döner Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Hava Kurutermometre Sıcaklığı	25	29	29	26
Dış Hava Yaştermometre Sıcaklığı	20,9	24,5	24,5	22,6
Dış Hava Özgül Nem	13,9	17,6	17,6	15,9
$\Delta K T = (K t_{dış} - K iç) \cdot \epsilon$	0,58	2,92	2,92	1,17
$K T s = K T_{dış} - \Delta K T$	24,42	26,09	26,09	24,83
Dış hava entalpisi (hd)	60,50	74,20	74,20	66,70
Matris çıkış hava entalpisi (hs)	60,00	71,10	71,10	65,40
İç hava entalpisi (hi)	47,80	47,80	47,80	47,80
$\Delta h = (hd - hs)$	0,50	3,10	3,10	1,30
Enerji Geri Kazanımsız batarya yükü	53,84	110,21	110,21	79,78
$Q1 = q \cdot p \cdot (\Delta h_{dış} - h_{iç}) \cdot (1/3600)$	2,12	12,94	12,94	5,49
Enerji Tasarrufu	51,72	97,26	97,26	74,30
$Q3 = Q1 - Q2$	545,07	3438,55	3438,55	1411,15
Elektrik tasarrufu	69.660.129	439.446.629	439.446.629	180.344.970
$T_e = Q2 \cdot t / COP$				
Paraca tasarruf				
$P_t = T_e \cdot Ep$				



Şekil 13.8 Isıtma ve soğutma sezonunda, diagonal plakalı tip ısı geri kazanım cihazı kullanılması ve kullanılmaması durumunda batarya yükleri

Debi	13000 m ³ /h
Klima Santral Modül Genişliği	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	2112 mm
Plaka yüzeyi hava alın hızı [q / (3600 * A * a)]	1,2 m/s
Plakalı Yüksekliği (av ²)	2987 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	63,1 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	70 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	32,8 (kj/kg)
Yakıt alt ısı değeri	34485 kj/m ³
Kazan verimi	85 %
Birim yakıt fiyatı	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

Çizelge 13.16 Aralık-Ocak-Şubat-Mart ayları ve a=2100 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	ARALIK	OCAK	SUBAT	MART
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	744	744	672	744
Dış Sıcaklık	4,8	2,3	2,3	3,6
Dış Bağıl Nem	80	80	75	75
Dış özgül Nem	4,3	3,6	3,3	75
$\Delta KT = (KTiç - KIdış) . e$	10,8532	12,4307	12,4307	11,6104
$KTs = \Delta KT + KIdış$	15,6532	14,7307	14,7307	15,2104
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,267	1,187	1,184	1,188
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı KTiç _{ol}	21,7	23,5	24,3	23,3
Enerji Geri Kazanmsız ısıtıcı batarya gücü	119,86	133,41	136,60	127,06
$Q1 = q . cp [\rho 1 . (Tö1 - KIdış) + 1.19 . (K Tiç - K Tnç)] . (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanmalı Isıtıcı Batarya Gücü	70,21	80,13	83,46	77,25
$Q2 = q . cp [\rho 1 . (Tö1 - KTs) + 1.19 . (K Tiç - K Tnç)] . (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	49,66	53,28	53,15	49,81
$QET = Q1 - Q2$				
Yakıt Tasarrufu	4537	4869	4386	4551
$YT = QET . t . 3600 / (Hu . \eta k)$				
Paraca Tasarruf	1.438.850.258	1.543.929.560	1.390.992.548	1.443.260.750
PT=YT . BYF				

Debi	13000 m ³ /h
Klima santral modül genişliği	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	2112 mm
Plaka yüzeyi hava alım hızı [$q / (3600 * A * a)$]	1,2 m/s
Plakalı Yüksekliği ($a\sqrt{2}$)	2987 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	63,1 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	70 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	85 %
Birim yakıt fiyatı	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

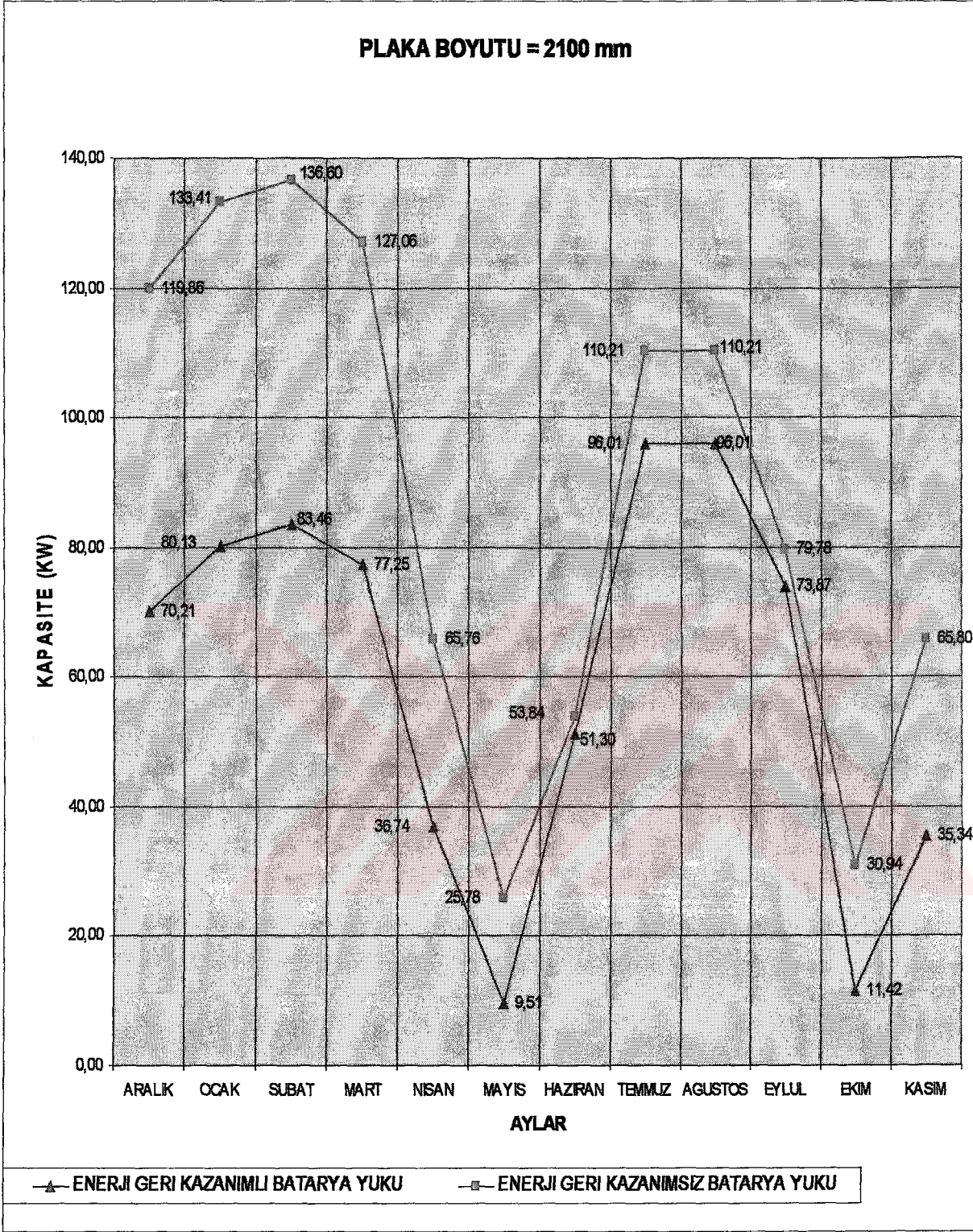
Çizelge 13.17 Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve a=2100 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	NISAN	MAYIS	EKİM	KASIM
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Sıcaklık	11,5	16	14,8	11
Dış Bağlı Nem	80	80	75	75
Dış Özgül Nem	6,3	9,1	7,8	6,5
$\Delta KT = (KTiç - Ktdış) . e$	6,6255	3,786	4,5432	6,941
$KTs = \Delta KT + Ktdış$	18,1255	19,786	19,3432	17,941
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,213	-	-	1,215
On ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı KT_{el}	16,8	-	-	16,3
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	65,76	25,78	30,94	65,80
$Q1 = q . cp [\rho l . (Töl - Ktdış) + 1.19 . (KTiç - KTnc)] . (1/3600)$				
Enerji Geri Kazanımız Isıtıcı Batarya Gücü	36,74	9,51	11,42	35,34
$Q2 = q . cp [\rho l . (Töl - KTs) + 1.19 . (KTiç - KTnc)] . (1/3600)$				
Enerji Tasarrufu	29,02	16,27	19,52	30,45
$QET = Q1 - Q2$				
Yakıt Tasarrufu	2566	1487	1784	2693
$YT = QET . t . 3600 / (Hu . \eta k)$				
Paraca Tasarruf	813.804.708	471.420.809	565.704.971	853.963.014
$PT = YT . BYF$				

Debi	13000 m ³ /h
Klima santral modül genişliği	1414 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci plaka uzunluğu	2112 mm
Plaka yüzeyi hava alın hızı [q / (3600 * A * a)]	1,2 m/s
Plakalı Yüksekliği (a√2)	2987 mm
Plakalı tip ısı değiştirgeci etkinliği	63,1 %
Plakalı tip ısı değiştirgecinin basınç kaybı	70 Pa
Nemlendirici çıkışındaki sıcaklık	12,1 °C
Nemlendirici çıkışındaki entalpi	32,8 (kJ/kg)
Yakıt alt ısı değeri	34485 kJ/m ³
Kazan verimi	85 %
Birim yakıt fiyatı	317113 TL/m ³ (17 Mart 2004)

Çizelge 13.17 Nisan-Mayıs-Ekim-Kasım ayları ve a=2100 mm'lik diagonal plakalı IGK için enerji geri kazanımı, özet hesap tablosu

	NİSAN	MAYIS	EKİM	KASIM
Oda Sıcaklığı	22	22	22	22
Plakalı Tip Isı Değiştiricinin Aylık Çalışma Süresi	720	744	744	720
Dış Sıcaklık	11,5	16	14,8	11
Dış Bağlı Nem	80	80	75	75
Dış Özgül Nem	6,3	9,1	7,8	6,5
$\Delta KT = (KT_{iç} - KT_{dış}) . e$	6,6255	3,786	4,5432	6,941
$KTs = \Delta KT + KT_{dış}$	18,1255	19,786	19,3432	17,941
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava yoğunluğu	1,213	-	-	1,215
Ön ısıtıcı batarya çıkışındaki hava sıcaklığı KT_{01}	16,8	-	-	16,3
Enerji Geri Kazanımız ısıtıcı batarya gücü	65,76	25,78	30,94	65,80
$Q1 = q . cp [\rho_1 . (T_{01} - KT_{dış}) + 1.19 . (KT_{iç} - KT_{dış})] . (1/3600)$	36,74	9,51	11,42	35,34
Enerji Geri Kazanımız Isıtıcı Batarya Gücü				
$Q2 = q . cp [\rho_1 . (T_{01} - KT_s) + 1.19 . (KT_{iç} - KT_{dış})] . (1/3600)$	29,02	16,27	19,52	30,45
Enerji Tasarrufu				
$Q_{ET} = Q1 - Q2$	25,66	14,87	17,84	26,93
Yakıt Tasarrufu				
$YT = Q_{ET} . t . 3600 / (Hu . \eta_k)$				
Paraca Tasarruf	813.804.708	471.420.809	565.704.971	853.963.014
PT=YT . BYF				



Şekil 13.9 Isıtma ve soğutma sezonunda, diagonal plakalı tip ısı geri kazanım cihazı kullanılması ve kullanılmaması durumunda batarya yükleri

Çizelge 13.19 2004 yılı fiyatları ile enerji tasarruf bedelleri özet tablosu

	ENJ.GERİ	a=600 mm		a=750 mm		a=1050 mm		a=1250 mm		a=1500 mm		a=2100 mm	
		KAZANIMSIZ	%49	%51	%53.5	%55.2	%58.3	%63.1					
ARALIK	3.473.214.529	1.117.332.213	1.162.937.610	1.219.944.355	1.258.708.942	1.329.397.307	1.438.850.258						
OCAK	3.865.819.309	1.198.931.037	1.247.866.998	1.309.036.949	1.350.632.516	1.426.483.255	1.543.929.560						
ŞUBAT	3.575.216.752	1.080.168.540	1.124.257.051	1.179.367.691	1.216.842.926	1.285.180.120	1.390.992.548						
MART	3.681.576.220	1.114.666.088	1.160.162.663	1.217.033.381	1.255.705.470	1.326.225.161	1.435.416.941						
NISAN	1.843.946.430	631.956.113	657.750.240	689.992.898	711.917.906	751.898.803	813.804.708						
MAYIS	747.101.124	366.079.551	381.021.573	399.699.101	412.399.820	435.559.955	471.420.809						
HAZİRAN	1.769.367.266	69.660.129	69.660.129	69.660.129	83.663.357	69.660.129	83.592.154						
TEMMUZ	3.742.384.197	368.568.141	396.919.536	411.095.234	425.270.931	439.446.629	481.973.722						
AĞUSTOS	3.742.384.197	368.568.141	396.919.536	411.095.234	425.270.931	439.446.629	481.973.722						
EYLÜL	2.621.938.410	152.599.590	152.599.590	166.472.280	152.599.590	180.344.970	194.217.660						
EKİM	896.521.349	439.295.461	457.225.888	479.638.922	494.879.785	522.671.946	565.704.971						
KASIM	1.845.019.793	663.140.851	690.207.824	724.041.541	747.048.468	789.002.277	853.963.014						
YILIK ENERJİ TASARRUFU (TL/YIL)	---	7.570.965.853	7.897.528.637	8.277.077.715	8.534.940.644	8.995.317.182	9.755.840.069						
YILIK ENERJİ TÜKETİMİ (TL/YIL)	31.804.489.574	24.233.523.722	23.906.960.937	23.527.411.859	23.269.548.930	22.809.172.393	22.048.649.505						
YILIK ENERJİ TASARRUFU (EURO/YIL)	---	4159,871348	4339,301449	4547,844899	4689,527827	4942,481968	5360,351686						

13.2 İlk Yatırım Tasarrufu

Bölüm 11.2 de olduğu gibi işletme maliyetlerinden, yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu çizelge 13.19'da özetlenmişti. İlk yatırım maliyetleri içinde benzer hesaplar yapabilmek için ilk yatırım maliyetlerinde azalan ve artan (ilave) maliyetlerin incelenmesi gerekir.

Bundan sonraki bölümlerde, Bölüm 11'de higroskopik rotorlu IGK cihazları için benzer hesaplar yapıldığından, örnek optimizasyon hesabı yapılan ve bunun için önceden seçimi yapılan altı çeşit diogonal plakalı ısı geri kazanım cihazları için ayrı ayrı tüm hesaplar gösterilmeyecek, iki adet ısı değiştirici için hesaplar gösterilecek, ve önemli olan sonuç kısmı üzerinde durabilmek için, hesapları yapılan, tüm ısı değiştiricileri kapsayan her bölümün sonuç tabloları verilecektir.

13.2.1 Plaka Boyutu : 600 mm, Verimi : % 49, Plaka Genişliği : 1414 mm, Plaka Yüksekliği : 856 mm Olan Diogonal Plakalı Isı Geri Kazanım Cihazı için;

13.2.1.1 Isıtıcı Serpantin Farkı

$$Q_{1max} = 136,60 \text{ KW}$$

$Q_{01} = 94 \text{ KW}$ (257-207 ile 207-208 enterpolasyonundan)	: 2.260.840.909 TL
$Q_{S1} = 42,6 \text{ KW}$ (257-204 ile 207-205 enterpolasyonundan)	: 1.227.555.000 TL
	<hr/>
	: 3.488.395.909 TL
$Q_{2max} = 95,33 \text{ KW}$ (257-207 ile 257-208 enterpolasyonundan)	: 2.303.941.977 TL
	<hr/>
FARK	: 1.184.453.932 TL

13.2.1.2 Soğutucu Serpantin Farkı

$$Q_{1max} = 110,21 \text{ KW}$$

(258-112 ile 258-113'ün enterpolasyonundan)	: 4.057.264.513 TL
(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında)	: <u>5.274.443.867 TL</u>
$Q_{2max} = 99,35 \text{ KW}$	
(258-112 ile 258-113'ün enterpolasyonundan)	: 3.903.310.438 TL
(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında)	: <u>5.074.303.569 TL</u>
FARK	: 200.140.298 TL

13.2.1.3 Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı

$Q_{1max} = 136,60 \text{ KW}$

(151-103 ile 151-104'ün enterpolasyonundan) : 3.900.441.143 TL

$Q_{2max} = 95,33$

(151-102 ile 151-103'ün enterpolasyonundan) : 3.407.590.578 TL

FARK : 492.850.565 TL**13.2.1.4 Soğutma Grubu Farkı****13.2.1.4.1 Kompresör Farkı :**

$Q_{1max} = 110,21 \text{ KW} \times 1,1 = 121,23 \text{ Kw}$

(551-310 ile 511-311'in enterpolasyonundan) : 33.466.067.118 TL

(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa) : 30.119.460.406 TL

$Q_{2max} = 99,35 \text{ KW} \times 1,1 = 109,285 \text{ Kw}$

(551-310 ile 551-311'in enterpolasyonundan) : 32.559.692.480 TL

(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa) : 29.303.723.232 TL

FARK : 815.737.174 TL

13.2.1.4.2 Kondenser Farkı :

$Q_{1max} = 121,23 \text{ Kw}$

(557-107 ile 557-108'in enterpolasyonundan) : 7.349.586.759 TL

(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa) : 6.247.148.745 TL

$Q_{2max} = 99,35 \text{ KW} \times 1,1 = 109,285 \text{ Kw}$

(557-106 ile 557-107'nin enterpolasyonundan) : 6.641.424.938 TL

(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa) : 5.645.211.197 TL

FARK : 601.937.548 TL

13.2.1.4.3 Evaporatör Farkı : $Q_{1max} = 121,23 \text{ KW}$ (562-309 ile 559-310'un enterpolasyonundan) : 6.971.993.650 TL $Q_{2max} = 109,285 \text{ Kw}$ (559-308 ile 559-309'un enterpolasyonundan) : 6.448.770.553 TL

FARK : 523.223.097 TL

13.2.5.4.4 Soğutma Kulesi Farkı : $Q_{1max} = 121,23 \text{ KW}$ (559-107 ile 559-108'in enterpolasyonundan) : 3.122.568.659 TL

$Q_{2max} = 109,285 \text{ Kw}$ (559-106 ile 559-107'nin enterpolasyonundan)	: 2.802.520.105 TL
FARK	: 320.048.554 TL

13.2.2 Plaka Boyutu : 2100 mm, Verimi : % 63,1, Plaka Geniřliđi : 1414 mm, Plaka Yůkseklđi : 2987 mm Olan Diogonal Plakalı Isı Geri Kazanım Cihazı için;

13.2.2.1 Isıtıcı Serpantin Farkı

$Q_{1max} = 136,60 \text{ KW}$	
$Q_{b1} = 94 \text{ KW}$ (257-207 ile 207-208 enterpolasyonundan)	: 2.260.840.909 TL
$Q_{s1} = 42,6 \text{ KW}$ (257-204 ile 207-205 enterpolasyonundan)	: 1.227.555.000 TL
	<u>3.488.395.909 TL</u>
$Q_{2max} = 83,46 \text{ KW}$ (257-206 ile 257-207 enterpolasyonundan)	: 1.992.944.864 TL
FARK	: 1.495.451.045 TL

13.2.2.2 Soğutucu Serpantin Farkı

$Q_{1max} = 110,21 \text{ KW}$	
(258-112 ile 258-113'ün enterpolasyonundan)	: 4.057.264.513 TL
(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında)	: <u>5.274.443.867 TL</u>
$Q_{2max} = 96,01 \text{ KW}$	
(258-112 ile 258-113'ün enterpolasyonundan)	: 3.855.961.763 TL
(258-200'e uygun % 30 fiyat arttırımı uygulandığında)	: <u>5.012.750.291 TL</u>
FARK	: 261.693.576 TL

13.2.2.3 Kazan ve Emniyet Donanımları Farkı

$Q_{1max} = 136,60 \text{ KW}$	
(151-103 ile 151-104'ün enterpolasyonundan)	: 3.900.441.143 TL
$Q_{2max} = 83,46$	
(151-101 ile 151-102'nin enterpolasyonundan)	: <u>3.228.788.235 TL</u>
FARK	: 671.652.908 TL

13.2.2.4 Soğutma Grubu Farkı

13.2.2.4.1 Kompresör Farkı :

$$Q_{1max} = 110,21 \text{ KW} \times 1,1 = 121,23 \text{ Kw}$$

(551-310 ile 511-311'in interpolasyonundan)	: 33.466.067.118 TL
(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa)	: 30.119.460.406 TL
$Q_{2max} = 96,01 \text{ KW} \times 1,1 = 105,61 \text{ Kw}$	
(551-310 ile 551-311'in interpolasyonundan)	: 32.281.333.073 TL
(551-400'e uygun R22 kullanımında % 10 fiyat azaltılırsa)	: 29.053.199.765 TL
FARK	: <u>1.066.260.641 TL</u>

13.2.2.4.2 Kondenser Farkı :

$Q_{1max} = 121,23 \text{ Kw}$	
(557-107 ile 557-108'in interpolasyonundan)	: 7.349.586.759 TL
(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa)	: 6.247.148.745 TL
$Q_{2max} = 96,01 \text{ KW} \times 1,1 = 105,61 \text{ Kw}$	
(557-106 ile 557-107'nin interpolasyonundan)	: 6.405.778.869 TL
(557-200'e uygun R22 kullanımında % 15 fiyat azaltılırsa)	: <u>5.645.211.197 TL</u>
FARK	: 802.236.706 TL

13.2.2.5.3 Evaporatör farkı :

$Q_{1max} = 121,23 \text{ KW}$ (562-309 ile 559-310'un interpolasyonundan)	: 6.971.993.650 TL
$Q_{2max} = 105,61 \text{ Kw}$ (559-308 ile 559-309'un interpolasyonundan)	: 6.448.770.553 TL
FARK	: <u>674.726.197 TL</u>

13.2.2.5.4 Soğutma Kulesi Farkı :

$Q_{1max} = 121,23 \text{ KW}$ (559-107 ile 559-108'in interpolasyonundan)	: 3.122.568.659 TL
$Q_{2max} = 105,61 \text{ Kw}$ (559-106 ile 559-107'nin interpolasyonundan)	: 2.720.690.528 TL
FARK	: <u>401.878.131 TL</u>

Çizelge 13.20 B.B.B.F.T. 2004 yılı fiyatları ile ilk yatırım tasarruf bedelleri

	%49 (650mm)	%51 (750mm)	%53,5 (1050mm)	%55,2 (1250mm)	%58,3 (1500mm)	%63,1 (2100mm)
VERİM (BOYUT) (TL)	1.184.453.932	1.238.897.386	1.307.275.773	1.353.617.523	1.430.085.682	1.495.451.045
ISITICI SERPANTİN FARKI (TL)	200.140.298	215.436.472	223.176.705	230.916.937	238.657.170	261.693.576
SOĞUTUCU SERPANTİN FARKI (TL)	492.850.565	512.532.699	537.252.521	554.005.765	584.583.365	671.652.908
KAZAN VE EMN. DON. FARKI (TL)	815.737.174	877.856.072	909.256.833	940.657.595	972.331.406	1.066.260.641
KOMPRESÖR FARKI (TL)	601.937.548	651.807.951	676.879.410	701.950.869	727.240.341	802.236.706
KONDENSER FARKI (TL)	523.223.097	560.944.277	579.907.930	598.871.583	618.000.138	674.726.197
EVAPORATÖR FARKI (TL)	320.048.554	340.422.449	350.665.062	360.907.676	371.239.356	401.878.131
SOĞUTMA KULESİ FARKI (TL)	2.069.195.584	2.198.948.653	2.292.207.117	2.370.463.974	2.471.068.729	2.686.949.602
TOPLAM (%50'si Alınmış) (TL)	1136,92	1208,21	1259,45	1302,45	1357,73	1476,35
TOPLAM (%50'si Alınmış) (EURO)						

13.3 IGK Cihazı Kullanımı Sonucu İlk Yatırıma İlave Gelecek Masraflar

13.3.1. IGK Cihazı Olmadığı Taktirde Santral Modülleri ve Bu Modüllerdeki ΔP Basınç Kayıpları

13.000 m³/h'lik santralin cihaz içi basınç kayıp miktarları, Bölüm 11.3.1 'de bulunmuştu Buna göre;

Isı geri kazanım cihazı olmadığı taktirde, santral modüllerdeki ΔP basınç kayıpları toplamı 1228 Pa; buna bağlı olarak ta, mil gücü = 5,8 KW , motor gücü = 5,8 KW x 1,2 =6,9 KW olarak bulunmuştu.

Aynı Bölümde olduğu gibi cihaz dışı basınç kaybı ve aspiratör ve hücresi cihaz içi basınç kaybı dikkate alındığında;

$Q = 12.000 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 73,2 \text{ mmss}$, $\eta = \%74$ $n = 1800 \text{ d/d}$,
aspiratörün mil gücü = 3,23 kW, motor gücü = 3,23 kW x 1,2 =3,88 kW olarak bulunmuştu.

13.3.2 IGK Cihazı Olduğu Taktirde, IGK Hücresi ΔP basınç kayıpları

TAZE HAVA TARAFI :

A = 600 mm için: $\Delta P = 320 \text{ Pa}$

A = 750 mm için: $\Delta P = 235 \text{ Pa}$

A = 1050 mm için: $\Delta P = 150 \text{ Pa}$

A = 1250 mm için: $\Delta P = 120 \text{ Pa}$

A = 1500 mm için: $\Delta P = 110 \text{ Pa}$

A = 2100 mm için: $\Delta P = 70 \text{ Pa}$

EGZOST HAVA TARAFI :

A = 600 mm için: $\Delta P = 273 \text{ Pa}$

A = 750 mm için: $\Delta P = 208 \text{ Pa}$

A = 1050 mm için: $\Delta P = 121 \text{ Pa}$

A = 1250 mm için: $\Delta P = 108 \text{ Pa}$

A = 1500 mm için: $\Delta P = 88 \text{ Pa}$

A = 2100 mm için: $\Delta P = 53 \text{ Pa}$

Ayrıca, santral ısı geri kazanımlı olduğu zaman başta verilen ısı geri kazanımsız modüllere ilaveten;

Panel Filtre (G4) : 119 Pa

Aspiratör ve hücresi : 12 Pa

Cihaz Dışı Basınç Kaybı : 720 Pa ilave olarak gelmiştir.

Ayrıca serpantin kapasiteleri değiştiğinden, serpantinlerin sıra sayılarının değişiminden dolayı

oluşturduğu cihaz içi dirençler de değişmektedir. İlk duruma göre;

Isıtıcı Serpantin (1 sıra): 13 Pa

Soğutucu serpantin (3 sıra): 90 Pa

Damperli emiş Modülü : 12 Pa ilk duruma göre fark olarak gelmiştir.

Santrallerdeki vantilatör ve/veya aspiratörlerin aylık çalışma süreleri, elektrik birim fiyatı Bölüm 11.3.2 'de verilmişti. Buna göre benzer olarak A=600mm ve A=2100 mm'lik iki tip IGK cihazları için;

a1) Vantilatör Tarafi A = 600 mm için : $P_{top} = 1470 \text{ Pa}$, $\eta = \%75,41$, $n = 2325 \text{ d/d}$

$$\text{MilGücü} = \frac{13.000 \times 147}{102 \times 3600 \times 0,7541} = 6,90 \text{ Kw} \quad \text{Motor Gücü} = 6,9 \text{ Kw} \times 1,2 = 8,33 \text{ Kw}$$

a2) Aspiratör Tarafi A = 600 mm için : $P_{top} = 1124 \text{ Pa}$, $\eta = \%74,99$, $n = 2020 \text{ d/d}$

$$\text{MilGücü} = \frac{12.000 \times 112,4}{102 \times 3600 \times 0,7499} = 4,97 \text{ Kw} \quad \text{Motor Gücü} = 4,97 \text{ Kw} \times 1,2 = 5,90 \text{ Kw}$$

b1) Vantilatör Tarafi A = 2100 mm için : $P_{top} = 1220 \text{ Pa}$, $\eta = \%74,8$, $n = 2300 \text{ d/d}$

$$\text{MilGücü} = \frac{13.000 \times 122}{102 \times 3600 \times 0,748} = 5,77 \text{ Kw} \quad \text{Motor Gücü} = 5,77 \text{ Kw} \times 1,2 = 6,93 \text{ Kw}$$

b2) Vantilatör Tarafi A = 2100 mm için : $P_{top} = 916 \text{ Pa}$, $\eta = \%74$, $n = 2000 \text{ d/d}$

$$\text{MilGücü} = \frac{12.000 \times 91,6}{102 \times 3600 \times 0,74} = 4,05 \text{ Kw} \quad \text{Motor Gücü} = 4,05 \text{ Kw} \times 1,2 = 4,86 \text{ Kw}$$

13.3.3 Isı Geri Kazanım Modüllü Durumda İlk Yatırıma Eklenecek Masraflar

Isı geri kazanımsız klima santrali olması durumunda kullanılması gereken fan;

$$Q = 13.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 1228 \text{ Pa}$$

2.077.425.000 TL (251-109 ile 251-110 'un enterpolasyonundan)

2.804.523.750 TL (251-500'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

N=6,9 Kw için 325.150.000 TL (790 –112 ‘den)

Elektrik Maliyeti :

EM = 6,90 Kw x 127.800 TL/Kwh x 730 h/yıl

EM = 643.728.600 TL/yıl

Isı geri kazımsız klima santrali kullanılması durumunda ortama verilen taze hava, 1 Adet kasetli tip radyal aspiratör ile egzost edilecektir. Ortamda %10 pozitif basınç bırakılırsa;

Q = 12.000 m³/h ΔP = 732 Pa için

2.049.600.000 TL (251-109’dan)

2.459.520.000 TL (251-300’e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

N=3,88 Kw 208.100.000 TL (790 –110’dan)

Elektrik Maliyeti :

EM = 3,88 Kw x 127.800 TL/Kwh x 730 h/yıl

EM = 361.980.720 TL/yıl

Isı geri kazanımlı klima santrali olması durumunda, kullanılması gereken vantilatör ve aspiratörler, yukarıdaki 600 ve 2100 mm’lik diogonal plakalı IGK cihazlarında ΔP basınç kaybı ve motor güçleri dikkate alındığında ;

a) A=600 mm boyutundaki çapraz plakalı tip ısı geri kazanım cihazı için :

a1) Vantilatör tarafı;

Q = 13.000 m³/h ve ΔP = 147,0 mmss için

2.077.425.000 TL (251-109 ile 251-110’un enterpolasyonundan)

2.804.523.750 TL (251-500’e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

N=8,33 KW için 457.390.000 TL (790-113’dan)

Elektrik Maliyeti :

$$EM = 8,33 \text{ Kw} \times 127.800 \text{ TL/Kwh} \times 730 \text{ h/yıl}$$

$$EM = 777.139.020 \text{ TL/yıl}$$

a2) Aspiratör Tarafı :

$$Q = 12.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad \Delta P = 112,4 \text{ mmss}$$

$$2.049.600.000 \text{ TL (251.109 'dan)}$$

$$2.766.960.000 \text{ TL (251.500'e uygun olarak)}$$

Elektrik Motoru :

$$N = 5,9 \text{ Kw için } 325.150.000 \text{ TL (790.112'den)}$$

Elektrik Maliyeti :

$$EM = 5,9 \text{ Kw} \times 127.800 \text{ TL/Kwh} \times 730 \text{ h/yıl}$$

$$EM = 550.434.600 \text{ TL/yıl}$$

b) A= 2100 mm boyutundaki çapraz plakalı tip ısı geri kazanım ünitesi:**b1) Vantilatör tarafı;**

$$Q = 13.000 \text{ m}^3/\text{h}, \quad \Delta P = 122 \text{ mmss}$$

$$2.077.425.000 \text{ TL (251-109 ile 251-110'un enterpolasyonundan)}$$

$$2.804.523.750 \text{ TL (251-500'e uygun olarak)}$$

Elektrik Motoru :

$$N = 6,93 \text{ KW için } 325.150.000 \text{ TL (790-112'den)}$$

Elektrik Maliyeti :

$$EM = 6,93 \text{ Kw} \times 127.800 \text{ TL/Kwh} \times 730 \text{ h/yıl} \quad EM = 646.527.420 \text{ TL/yıl}$$

b2) Aspiratör Tarafı :

$$Q = 12.000 \text{ m}^3/\text{h} \text{ ve } \Delta P = 91,6 \text{ mmss için}$$

$$2.049.600.000 \text{ TL (251.109 'dan)}$$

2.664.480.000 TL (251.400'e uygun olarak)

Elektrik Motoru :

N= 4,84 Kw için 283.970.000 TL (790.111'den)

Elektrik Maliyeti :

EM = 4,84 Kw x 127.800 TL/Kwh x 730 h/yıl

EM = 451.542.960

Çizelge 13.21 İlk yatırıma eklenecek masraflar özet tablosu

	ISI GERİ KAZAN.S IZ	A=600 mm	A=750 mm	A=1050 mm	A=1250 mm	A=1500 mm
Vantilatör	2.804.523.750	2.804.523.750	2.804.523.750	2.804.523.750	2.804.523.750	2.804.523.750
Elektrik Motoru	325.150.000	457.390.000	457.390.000	313.207.800	312.796.000	325.150.000
Elektrik Masrafı	643.728.600	777.139.020	730.492.020	687.576.780	670.783.860	666.119.160
Aspiratör	2.454.520.000	2.766.960.000	2.766.960.000	2.664.480.000	2.664.480.000	2.664.480.000
Elektrik Motoru	208.100.000	325.150.000	325.150.000	283.970.000	283.970.000	283.970.000
Elektrik Masrafı	361.980.720	550.434.600	525.150.000	484.195.860	478.5998.220	469.268.820
TOPLAM	6.803.003.070	7.681.597.370	7.609.665.770	7.237.954.190	7.215.151.830	7.213.511.730
FARK (SONUÇ)	(TL)	878.594.300	806.662.700	434.951.120	412.148.760	410.508.660

A = 2100mm	Vantilatör	Elektrik Motoru	Elektrik Masrafı	Aspiratör	Elektrik Motoru	Elektrik Masrafı	TOPLAM
	2.804.523.750	325.150.000	646.527.420	2.664.480.000	283.970.000	451.542.960	7.176.194.130
	SONUÇ:						373.191.060

Isı geri Kazanımsız Klima Santralına, ısı geri kazanım hücresi eklenmesi durumunda egzost tarafına ilave olarak bir adet Panel Filtre (G4) ve hücresi eklenecektir. Bunun işletmeye ilave maliyeti;

Panel Filtre (G4) için;

Bay. Bak. Poz No : 254-106'dan hesaplanırsa; 311.850.000 TL. dir

254.200'e uygun olarak %15 fiyat artırımını uygulanırsa; 358.627.500 TL olarak hesaplanır.

%50'si alındığında 179.313.750 TL

Klima Santral Hücresi için ;

Bay. Bak. Poz No : 260-203'den köşebentle iskeleti yapıp üzerine 1,2 mm DKP kaplama sac yapılması 1 m² ücreti 128.890.000 TL dir. İki tip için hesaplar gösterilirse;

i) Isı Geri Kazanım Hücresi kullanılmadığı durumda; santral tek katlıdır ve buna göre hesaplanan boyutlar: A=1414mm, H=1080mm ve L= 4741mm dir.

Santralin toplam alanı $2x [(4,741x1,080) + (1,080x1,414) + (4,741x1,414)]$

ALAN=26,7 m²

Bu toplam alandaki Klima santral hücresinin, işletmeye maliyeti;

$128.890.000 \text{ TL} / \text{m}^2 \times 26,7 \text{ m}^2 = 3.441.363.000 \text{ TL}'\text{dir}.$

Isı geri kazanım cihazı kullanıldığı zaman artık santral iki katlıdır. Santrale gelen ilave hücrelerin işletmeye ilave masrafları aşağıda verilmiştir.

ii) A=600 mm lik çapraz plakalı ısı geri kazanım cihazı için; hesaplanan boyutlar A=1414 mm, H=2160 mm, L=856 mm dir; ilk duruma göre ilave olarak eklenmiş ısı geri kazanım

modülü, tek damperli emiş modülü ve filtrenin toplam uzunluğu $L=3432\text{mm}$ dir. Bu durumda

$$A_{\text{ilave}}=2x [(3,432x1,080) + (1,080x1,414) + (3,432x1,414)] \text{ m}^2$$

$$A_{\text{ilave}}= 20,17 \text{ m}^2$$

Bu toplam alandaki klima santral hücresinin işletmeye maliyeti;

$$128.890.000 \text{ TL/ m}^2 \times 20,17 \text{ m}^2 = 2.599.711.300 \text{ TL'dir.}$$

%50'si alındığında FARK=1.299.855.650 TL

ii) $A=2100$ mm lik çapraz plakalı ısı geri kazanım cihazı için; hesaplanan boyutlar $A=1750$ mm, $H=3500$ mm, $L=2987$ mm dir; ilk duruma göre ilave olarak eklenmiş ısı geri kazanım modülü, tek damperli emiş modülü ve filtrenin toplam uzunluğu $L=8059$ mm dir. Bu durumda

$$A_{\text{ilave}}=2x [(8.059x1,75) + (1,75x1,75) + (8.059x1,75)] \text{ m}^2$$

$$A_{\text{ilave}}= 62,54 \text{ m}^2$$

Bu toplam alandaki klima santral hücresinin 8.060.522.820 TL'dir.

%50'si alındığında FARK=4.030.261.410 TL.

13.3.4 İlk Yatırım Giderleri ve Yıllık İşletme Tasarruf Miktarları Özet Tabloları

Çizelge 13.22 İlk yatırım giderleri ve yıllık işletme tasarruf miktarları

A	İLK YATIRIM GİDERLERİ (İYG)		MİKTAR (EURO)
	Diagonal plakalı ısı geri kazanım ünitesi ($A= 600$ mm)	+	1561,18
	Ek panel filtre eklenimi	+	98,53
	Isı geri kazanım hücresi ilavesi nedeniyle klima santral hücresinin boyutunun artması	+	714,21
	İlk yatırım tasarrufu	-	1136,92
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilk yatırıma ilave fan ve motoru maliyeti	+	308,64
	Toplam İlk yatırım Gideri (İYG)	+	1545,64
B	YILLIK İŞLETME TASARRUFU (YİT)		MİKTAR(EURO/YIL)
	Yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu	-	4159,87
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik maliyeti	+	176,85

Ortalama yıllık Bakım gideri	+	100
Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu	-	3883,020

A	İLK YATIRIM GİDERLERİ (İYG)		MİKTAR (EURO)
	Diagonal plakalı ısı geri kazanım ünitesi (A= 750 mm)	+	1891,53
	Ek panel filtre eklenimi	+	98,53
	Isı geri kazanım hücresi ilavesi nedeniyle klima santral hücresinin boyutunun artması	+	789,27
	İlk yatırım tasarrufu	-	1208,21
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilk yatırıma ilave fan ve motoru maliyeti	+	308,64
	Toplam İlk yatırım Gideri (İYG)	+	1879,71
B	YILLIK İŞLETME TASARRUFU (YİT)		MİKTAR (EURO/YIL)
	Yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu	-	4339,30
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik maliyeti	+	137,33
	Ortalama yıllık Bakım gideri	+	110
	Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu	-	4091,97

A	İLK YATIRIM GİDERLERİ (İYG)		MİKTAR (EURO)
	Diagonal plakalı ısı geri kazanım ünitesi (A= 1050 mm)	+	2642,35
	Ek panel filtre eklenimi	+	98,53
	Isı geri kazanım hücresi ilavesi nedeniyle klima santral hücresinin boyutunun artması	+	939,331
	İlk yatırım tasarrufu	-	1259,45
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilk yatırıma ilave fan ve motoru maliyeti	+	150,49
	Toplam İlk yatırım Gideri (İYG)	+	2571,251
B	YILLIK İŞLETME TASARRUFU (YİT)		MİKTAR (EURO/YIL)
	Yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu	-	4547,84
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik maliyeti	+	91,24
	Ortalama yıllık Bakım gideri	+	120
	Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu	-	3436,6

A	İLK YATIRIM GİDERLERİ (İYG)		MİKTAR (EURO)
	Diagonal plakalı ısı geri kazanım ünitesi (A= 1250 mm)	+	2965,82
	Ek panel filtre eklenimi	+	98,53
	Isı geri kazanım hücresi ilavesi nedeniyle klima santral hücresinin boyutunun artması	+	1039,3
	İlk yatırım tasarrufu	-	1302,45
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilk yatırıma ilave fan ve motoru maliyeti	+	150,26
	Toplam İlk yatırım Gideri (İYG)	+	2951,46

B	YILLIK İŞLETME TASARRUFU (YİT)		MİKTAR (EURO/YIL)
	Yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu	-	4689,53
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik maliyeti	+	78,94
	Ortalama yıllık Bakım gideri	+	130
	Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu	-	4480,59

A	İLK YATIRIM GİDERLERİ (İYG)		MİKTAR (EURO)
	Diagonal plakalı ısı geri kazanım ünitesi (A= 1500 mm)	+	4484,38
	Ek panel filtre eklenimi	+	98,53
	Isı geri kazanım hücresi ilavesi nedeniyle klima santral hücresinin boyutunun artması	+	1380,5
	İlk yatırım tasarrufu	-	1357,73
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilk yatırıma ilave fan ve motoru maliyeti	+	157,05
	Toplam İlk yatırım Gideri (İYG)	+	4762,73
B	YILLIK İŞLETME TASARRUFU (YİT)		MİKTAR (EURO/YIL)
	Yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu	-	4942,48
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik maliyeti	+	71,25
	Ortalama yıllık Bakım gideri	+	140
	Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu	-	4713,23

A	İLK YATIRIM GİDERLERİ (İYG)		MİKTAR (EURO)
	Diagonal plakalı ısı geri kazanım ünitesi (A= 2100 mm)	+	6936,38
	Ek panel filtre eklenimi	+	98,53
	Isı geri kazanım hücresi ilavesi nedeniyle klima santral hücresinin boyutunun artması	+	2214,43
	İlk yatırım tasarrufu	-	1476,35
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilk yatırıma ilave fan ve motoru maliyeti	+	157,05
	Toplam İlk yatırım Gideri (İYG)	+	7930,04
B	YILLIK İŞLETME TASARRUFU (YİT)		MİKTAR (EURO/YIL)
	Yıllık ısı ve soğu enerjisi tasarrufu	-	5360,35
	Hava tarafı ek serpantin direnci nedeniyle ilave yıllık elektrik maliyeti	+	50,75
	Ortalama yıllık Bakım gideri	+	150
	Toplam Yıllık İşletme Tasarrufu	-	5159,6

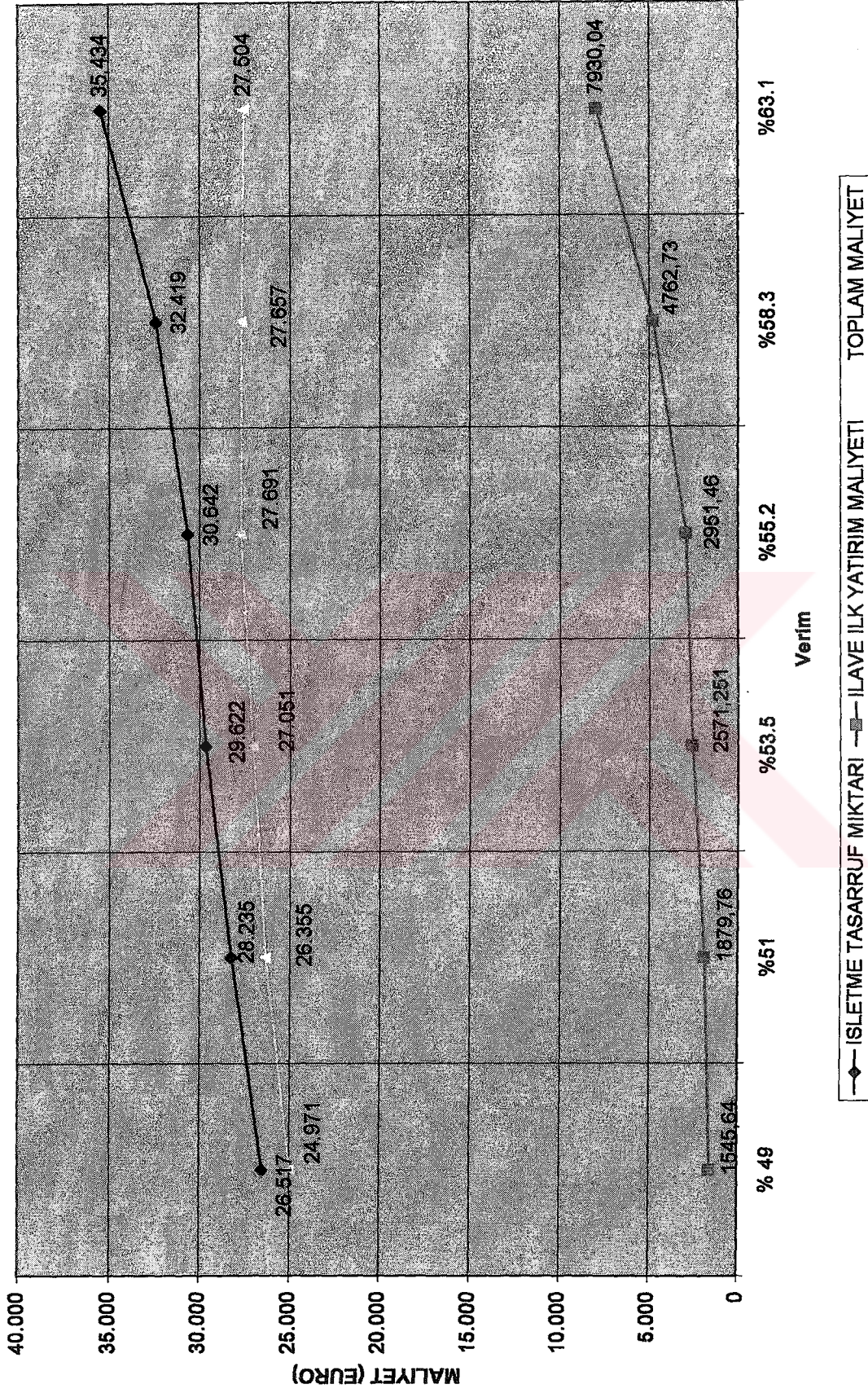
14. PROJEYİ EKONOMİK AÇIDAN DEĞERLENDİRME YÖNTEMLERİ

14.1 Net Bugünkü Değer Yöntemi

Bir önceki bölümde görüldüğü üzere geri ödeme süresi yöntemiyle bulunan sonuçlar sadece ilk 1-2 yıl için geçerli olmakta, sistem ömrü ve faizler dikkate alındığında optimum olan ısı geri kazanım cihazı başka olmaktadır.

Aşağıdaki tablolar ve sonuç grafik incelendiğinde, geri ödeme süresi yönteminde hesaplarla bulunan, kendini en kısa sürede amorti eden $A=650$ mm'lik ısı geri kazanım cihazı, projenin nakit akışında yıllara göre değişimi göz önüne alındığında sadece ilk yıl için en fazla kar getiren cihaz olduğu açığa çıkmıştır. Gene aynı tablodan görüleceği üzere, cihaz ömrü sırasıyla 2-4 yıl arası olsa $A=750$ mm'lik, 5-12 yılları arasında ise $A=1250$ mm'lik ısı geri kazanım ünitesi en ekonomik olanı olacaktır. Cihaz ömrünün 12-20 yıl arasında olduğu düşünülürse, paranın zaman değeri hesaba katıldığı net bugünkü değer yönteminde 3. Yılda sonra bugünkü değerler toplandığında her yıl net en kazançlı cihazın $A=1250$ mm'lik ısı geri kazanım cihazı olduğu açıktır. Kısa vadede kendini en kısa sürede amorti eden $A=650$ ve 750 mm'lik IGK cihazlarının optimum çözüm olmayacağı aşağıdaki tablolar incelendiğinde rahatlıkla anlaşılabilir. Arada kalan $A=1050$, 1500 ve 2100 mm'lik ısı geri kazanım hücrelerini seçmek işletmeye daha az kar getireceği sonuçlardan görülmektedir. (12.2) ve (12.3) denklemlerinden faydalanarak;

VERİM-TOPLAM MALİYET DİYAGRAMI



Şekil 14.1 Net bugünkü değer yöntemi sonuç grafiği

14.2 Yıllık İşletme ve Yatırım Gideri Yöntemi

$$CRF = \frac{fx(1+f)^n}{(1+f)^n - 1} \quad (12.4)'ten \text{ görüldüğü üzere,}$$

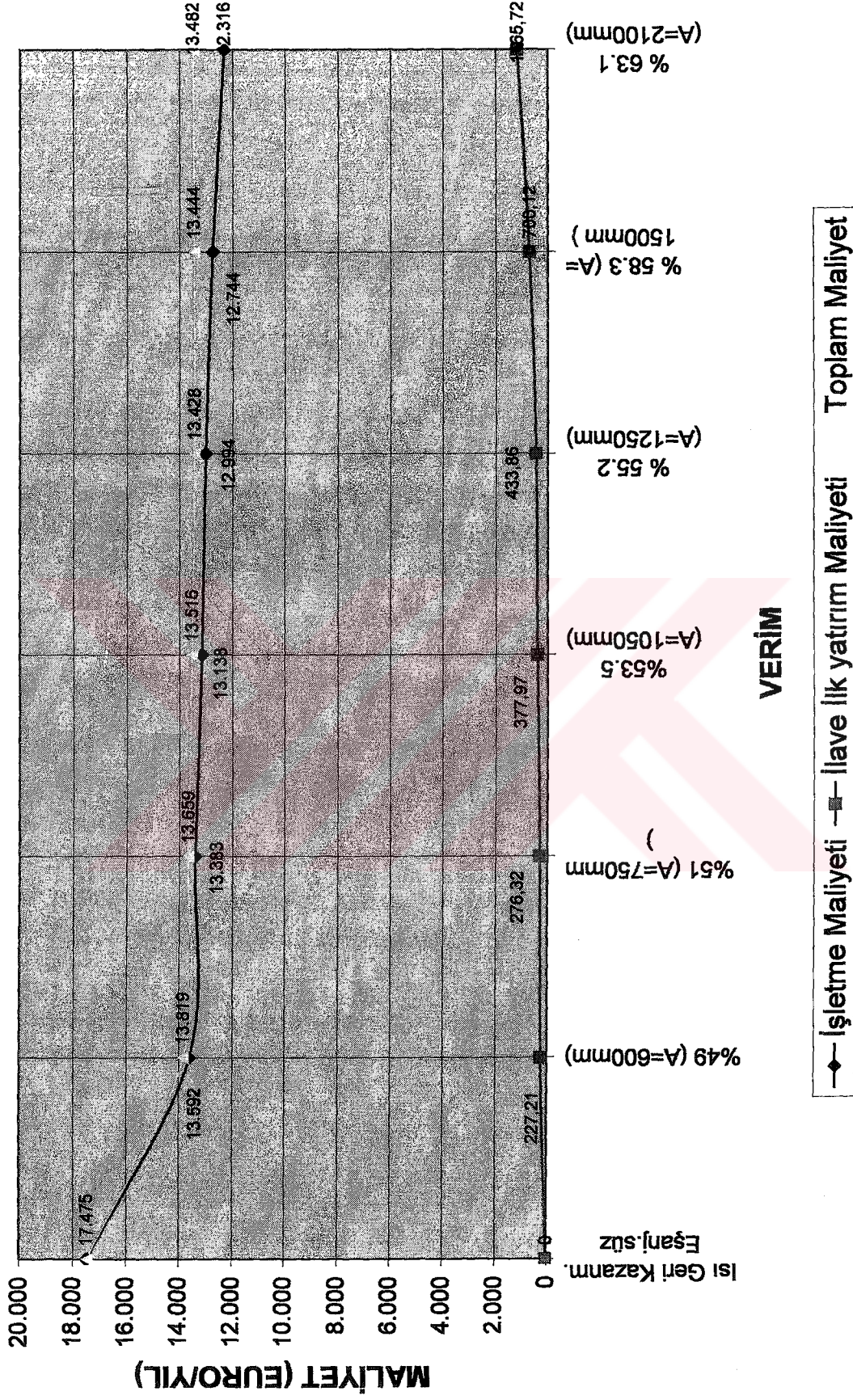
CRF = 0,147 olarak bir önceki örnekte bulunmuştu.

Geri kazanım cihazlı ve cihazsız durumlarda yıllık enerji tasarruf miktarları çizelge 13.19' da verilmişti. Tüm plaka boyutlarında daha önceden verilen ilk yatırım değerlerini ise CRF katsayısı ile çarptığımızda Euro/yıl biriminde, ömrü ve faizler dikkate alınarak bir senelik masraflar hesaplanmış olur. Aşağıdaki tabloda ve grafikte sonuçlar incelenecek olursa her iki yöntemde de sistem ömrü ve faizler dikkate alındığından en kazançlı cihazın %55,2 verimlilikteki A= 1250 mm'lik ısı geri kazanım cihazı olduğu görülmektedir.

Çizelge 14.2 Yıllık işletme ve yatırım gideri yöntemiyle, toplam maliyet sonuç özet tablosu

	IGK Cihazsız	A=600 mm	A=750 mm	A=1050 mm	A=1250 mm	A=1500 mm	A= 2100 mm
İşletme Maliyeti (EURO/YIL)	17,475	13,592	13,383	13,138	12,994	12,744	12,316
İlave İlk Yatırım Maliyeti (EURO/YIL)	0	227,21	276,32	377,97	433,86	700,12	1165,7
Toplam Maliyet (EURO/YIL)	17,475	13,819	13,659	13,516	13,428	13,444	13,482

VERİM-TOPLAM MALİYET GRAFIĞİ



Şekil 14.2 Yıllık işletme ve yatırım gideri yöntemi sonuç grafiği

15. SONUÇ VE ÖNERİLER

İstanbul'daki bir otel için yapılan örnek optimizasyon çalışması incelendiğinde, rotorlu ısı geri kazanım cihazı kullanıldığında, en fazla kar getiren cihaz olan 2150 rotor çaplı cihazın, optimum etkinliğinin %76,5, basınç kaybının 83 Pa ve alın hızının da 2,15 m/sn olduğu görülmüştür. Eğer aynı uygulamada cihaz olarak plakalı ısı geri kazanım cihazı kullanıldığında ise, en fazla kar getiren cihaz olan 1250 mm ölçüsündeki diogonal plakalı eşanjör için, etkinliğin % 55,2, basınç düşümünün 120 Pa, alın hızının ise 2 m/sn olduğu görülmektedir. Bu bulunan sonuçlar, ısı geri kazanım cihazlarını üreten üretici firmaların tavsiye ettiği, plakalı IGK cihazı için %45-%60 arası verim, max. 300 Pa basınç farkı, rotorlu ısı geri kazanım cihazında optimal %65-%85 verim, 2 ila 4 m/sn hız aralığı değerleri ile örtüştüğü görülmektedir.

Yine aynı çalışmanın bir sonucu olarak, en optimal cihaz olan 2150 Rotor çapındaki ısı geri kazanım cihazı için elde edilen, bugünkü değer olarak 12. yıl sonundaki kar miktarı, en optimal cihaz olan 1250 boyutundaki plakalı ısı geri kazanım cihazına göre 2,5 kat daha fazla olmaktadır. Rotorlu IGK cihazının maliyet olarak çok daha pahalı olmasına karşın, yüksek verimli olması ve higroskopik olması sonucu, özgül nem transferiyle, duyulur ısı yanında gizli ısı (toplam ısı geri kazanımı)'nda gerçekleştirebilmesinden dolayı KT'si yani IGK cihazından çıkan taze hava sıcaklığı, plakalı ısı geri kazanım cihazına göre çok daha yüksek olmakta, buda rotorlu ısı geri kazanım cihazının ısıtıcı ve soğutucu batarya kapasitelerinin, plakalıya göre daha fazla küçülmesine, dolayısıyla ilk yatırım tasarruf farkının ve yıllık ısı ve soğu enerji tasarruf miktarlarının fazlalığına yol açmaktadır. Cihaz ömründe uzunluğu dikkate alındığında (12 yıl), elde edilen toplam kar miktarının 2,5 kat fazla olmasının nedeni kolaylıkla anlaşılabilir. Yıllar bazında bakıldığında 1 yıla kadar rotorlu IGK cihazı, plakalı ısı geri kazanım cihazına göre karlılık açısından bir fark göstermezken, 2. yıldan sonra aradaki karlılık farkı katlanarak artmakta 12. yıl sonundada 2,5 kat fark oluşmaktadır.

Aynı örnek çalışmada, rotorlu ve plakalı tip IGK cihazlarının kullanımında, ısıtma sezonunda sırasıyla, ısıtıcı batarya güçleri 4 ve 1,5 kat azalırken, soğutma sezonunda soğutucu batarya güçleri yine sırasıyla 2,5 ve 1,13 kat azalmıştır. Ayrıca ısı geri kazanım hücrelerinden geçmiş taze hava sıcaklık değişiminin minimumlarda kalması sağlandığından, sistemin işletme esnasındaki ısı verim veya soğutma performansının büyük oranda değişebilir şartlardaki azalması engellenebilmektedir.

Aynı çalışmada bir diğer sonuç olarak da, rotorlu IGK cihazı kullanımında yazın atılan enerjinin %60'ı, kışın % 76'sı ; plakalı IGK cihazı kullanımı durumunda ise yazın atılan enerjinin %12'si, kışın ise %34'ü geri kazanılmaktadır.

Tez ana metninde de bahsi geçtiği üzere, tablolar (çizelge 12.1) ve sonuç grafik (şekil 12.1) incelendiğinde; geri ödeme süresi yönteminde hesaplarla bulunan, kendini en kısa sürede amorti eden \varnothing 1700 mm'lik ısı geri kazanım cihazı, projenin nakit akışında yıllara göre değişimi göz önüne alındığında sadece ilk iki yıl için en fazla kar getiren IGK cihazı olduğu açığa çıkmıştır. Paranın zaman değeri hesaba katıldığı net bugünkü değer yönteminde 2. yıldan sonra bugünkü değerler toplandığında her yıl net en kazançlı cihaz, \varnothing 2150 mm'lik ısı geri kazanım cihazı olduğu açıktır. Kısa vadede kendini en kısa sürede amorti eden \varnothing 1750 mm'lik IGK cihazı, cihaz ömrünün 10-15 yıl arası olduğu düşünülürse, 12 yıl ömür ortalaması düşünüldüğünde \varnothing 2150 mm' lik IGK cihazı kullanıldığında uzun vadede işletmenin karı büyük olacağı aşağıdaki tablolardan rahatlıkla anlaşılabilir. Fakat IGK cihazının kullanıldığı klima santralının, konulduğu mekanik santral dairesinde yer problemi varsa NBD'i en yüksek olan 2. IGK cihazı en ekonomik olan olacaktır. Plakalı ısı geri kazanım cihazı içinde benzer olarak; ilgili tablolar ve sonuç grafik incelendiğinde, geri ödeme süresi yönteminde hesaplarla bulunan, kendini en kısa sürede amorti eden $A=650$ mm'lik ısı geri kazanım cihazı, projenin nakit akışında yıllara göre değişimi göz önüne alındığında sadece ilk yıl için en fazla kar getiren cihaz olduğu açığa çıkmıştır. Gene aynı tablodan görüleceği üzere, cihaz ömrü sırasıyla 2-4 yıl arası olsa $A=750$ mm'lik, 5-12 yılları arasında ise $A=1250$ mm'lik ısı geri kazanım ünitesi en ekonomik olanı olacaktır. Cihaz ömrünün 12-20 yıl arasında olduğu düşünülürse, paranın zaman değeri hesaba katıldığı net bugünkü değer yönteminde 3. Yıldan sonra bugünkü değerler toplandığında her yıl net en kazançlı cihazın $A=1250$ mm'lik ısı geri kazanım cihazı olduğu açıktır. Kısa vadede kendini en kısa sürede amorti eden $A=650$ ve 750 mm'lik IGK cihazlarının optimum çözüm olmayacağı aşağıdaki tablolar incelendiğinde rahatlıkla anlaşılabilir. Arada kalan $A=1050$, 1500 ve 2100 mm'lik ısı geri kazanım hücrelerini seçmek işletmeye daha az kar getireceği sonuçlardan görülmektedir.

Yapılan tez çalışması tümüyle incelendiğinde, ilk yatırım maliyetinin problem olmadığı, yeterli tesisat alanının mevcut olduğu, taze hava egzost havasının karışımının müsaade edilebilir olduğu uygulamalarda higroskopik IGK cihazı kullanılmasının gerekliliği ortaya çıkmıştır. Eğer higroskopik IGK cihazı kullanılmaya karar verilecekse düşünülen uygulama için nem ve gizli ısı transferi gerekliliği muhakkak araştırılmalıdır. Nem kontrolünün gereksiz

olduğu insan yoğunluğu fazla alışveriş merkezleri, nem yoğunluğu fazla yüzme havuzları, mutfak gibi ortamlarda higroskopik IGK cihazının kullanımı, hem kapasite hemde enerji kayıplarına yol açacak, ayrıca konfor şartlarını da bozacaktır. Ayrıca mesela % 55 verimlilik için serpantin devreli eşanjör seçilmemeli, yada aşırı temiz bir ortam istenen bir mahal için rotorlu IGK eşanjörü seçmeye çalışmamalıdır. Basınç kayıplarının hem aşırı düşük hemde aşırı yüksek olması, uygulamanın başarısını olumsuz etki yapar. Birisi ilk yatırım maliyetlerini, diğeri ise işletme giderlerini arttırmaktadır. Yüksek sıcaklık veya korozif ortam uygulaması yapılacak yerlerde eşanjör malzemesi seçimlerine özellikle dikkat edilmelidir. Serpantin devreli sistemlerde son zamanlarda kullanılmaya başlanmıştır. Ülkemizde tesisat için ayrılan yer kayıp alan olarak görüldüklerinden ve ilk yatırım maliyetleri düşük olduğundan daha çok plakalı IGK eşanjörleri kullanılmaktadır. Dış hava oranı ve taze hava miktarı yükseldikçe yüksek verimli olan döner IGK eşanjörlerine eğilim artmaktadır. Ancak bu cihazlar fazla yer kapladıklarından, tesisat merkezi için yeterli alanın olup olmadığı öncelikle incelenmesi gereken husustur. İki havanın (egzost ve taze) karşılaştırılmasının mümkün olmadığı durumlarda ve iki havanın karışma ihtimali olmadığından, ameliyathane gibi hijyenik ortamların iklimlendirilmesi çalışmalarında serpantin devreli IGK eşanjörünün kullanımı diğerlerine göre üstünlük sağlamaktadır.

Yıllardır kalkınmaya çalışan, kaynakları ve sermaye birikimi kısıtlı ülkemizde, enerji tüketimini azaltan her türlü sistemlerin uygulanması gereğini çok önemli buluyorum. Kullanılması yeni bir sektör olan bu alandaki üretim ile yeni bir Pazar oluşacak, diğer yandan enerji giderlerini azaltarak maliyetleri düşürecek ve enerji için ödenen faturanın küçülmesi sağlanacaktır. Bu kadar yüksek bir enerji geri kazanımı sağlayan bu cihazların tanıtımı için uygun bir şekilde yapılmalı, faydalılığı üzerinde bilgiler verilmelidir. Ayrıca yeni kurulacak endüstriyel ve konfor klimalarda bu cihazların kullanılması, gerekiyorsa uygun yasalarla desteklenmelidir. Bu bilinçlenmenin oluşmasında, meslek grubumuzun en büyük katkıyı sağlayacağı inancındayım.

KAYNAKLAR

Ahmet, S.S., (1992), An Analytical Modelling and Numerical Simulation of a Rotary Type Regenerative Heat and Humidity Exchanger, YÖK Kütüphanesi, Ankara.

ASHRAE Handbook Equipment Volume,(1998), Air to Air Energy Recovery Equipment, ASHRAE Publication, New York

ASHRAE, 2000, Systems and Equipment Handbook ,SI, New York

Bayındırlık ve İskan Bakanlığı, 2004 Yılı İnşaat ve Tesisat Birim Fiyatları, Yüksek Fen Kurulu Başkanlığı, Ankara

Bejan, A., Tsatsaronis, G., ve Moran,M, Thermal Design and optimization, 1997, John Wiley & Sons Inc., New York.

Doba, F., ve Oğulata, R.T., “Endüstriyel Hava Şartlandırılmasında Isı Geri Kazanımının Uygulanması”, III. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Teskon'97, Kasım 1997, İzmir.

Enventus, (2002), Heat Exchangers Katalogue, İmmak ,İstanbul

Erdal,O., (1998), “Klima Santrallerinde Enerji Tasarrufu”, Termodinamik Dergisi-Temmuz,71:46-47

Fişek,S.,Selboş,R., ve Üçgül İ.,(1997),”HVAC Sistmlerinde Isı tekerleği ve Isı Borusu ile Isı Geri Kazanımı Uygulamaları”, Mühendis ve Makine Dergisi,40:473-477

Güngör,A.,(1998), “Enerji geri kazanım sistemleri”, I. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı, MMO Kütüphanesi, İstanbul

Güngören,C.,(1999),Endüstriyel Klima Tesislerindeki Enerji Geri Kazanım Sistemlerinin Teorik ve Deneysel İncelenmesi,YTÜ kütüphanesi, İstanbul

Kürekçi, N.Alpay., (1999), Döner Tip Isı Değiştiricilerin Ekonomikliğinin Araştırılması,YTÜ Kütüphanesi, İstanbul

Oğulata, R.T. ve Küçük, A.(1997), “Levhalı ve Döner Tip Isı Değiştiricilerin Karşılaştırılması”,Mühendis ve Makina, 450: 47-48.

Özdemir, M., ve Parmaksızoğlu,İ.,C.,(2003), “Mekanik Tesisatta Ekonomik Analiz”,VI.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, Eylül 2003, İzmir

Rototherm and Ecoterm Katalogue, Heat Recovery Equipment, Engineering Features

Şahan M.,(2002), Recuperator ve Enventus Marka Isı Geri Kazanım Eşanjörlerini Tanıtım Katalogu, İmmak Firması, İzmir

Şahan M.,(2003), “Isı Geri Kazanım Eşanjörlerinin Kullanım Opsiyonları”,Tesisat Mühendisliği Dergisi,95:34-47.

Tarakçı,M.,(1991), Design, Construction and Performance Analysis of a Rotary Type Regenerative Heat Exchanger, YÖK Kütüphanesi, Ankara

Yılmaz,T. Ve Cihan E, (1993), “Enerji Geri Kazanımında Etkin Bir Araç: döner Tip rejeneratörler”,Tesisat Mühendisliği Dergisi,1/10:29-33

İNTERNET KAYNAKLARI

- [1] www.aexusa.com/exchanger.htm
- [2] www.enventus.com/index.php
- [3] www.hoval.com/english/contents/download/Hw60aE1.pdf
- [4] www.immak.com
- [5] www.muntersinternational.com
- [6] www.klingenburg.de/ENGLISH/F_engl.htm
- [7] <http://pro.wanadoo.fr/deltaairplus/indexe.htm>
- [8] www.xetexinc.com/energy_recovery



ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 06.03.1979

Doğum yeri Ankara

Lise 1990-1997

Bolu İzzet Baysal Anadolu Lisesi

Lisans 1998-2002

Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölüm

Yüksek Lisans 2002-Devam ediyor

Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı Kurumlar

2002-Devam ediyor

Gürdal Mühendislik ve Müşavirlik Hizmetleri A.Ş

