

151635

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

151635

KLİMA SATRALİNDE İKİNCİ KANUN ANALİZİ

Mak. Müh. Kerem ÇİL

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Dürriye BİLGE

Doç. Dr. Dürriye BİLGE

Prof. Dr. Hasan HEPERKAN

Doç. Dr. Nurten VARDAR

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	ix
ÖNSÖZ.....	xii
ÖZET.....	xiii
ABSTRACT	xiv
1 GİRİŞ	1
2 TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ KANUNU	4
2.1 Kapalı sistemler için birinci kanun analizi	4
2.2 Açık sistemler için birinci kanun analizi.....	5
2.2.1 Kütlenin korunumu	5
2.2.2 Açık sistemler için birinci kanunun genel ifadesi.....	5
3 TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ KANUNU	6
3.1 Termodinamiğin ikinci kanununun geleneksel ifade biçimleri	6
3.2 Tersinir ve tersinmez hal değişimleri.....	6
3.3 Entropi.....	7
3.4 Entropi üretimi.....	8
3.5 Kullanılabilir enerji.....	9
3.5.1 Kapalı sistemlerde kullanılabilir enerji (kullanılabilirlik).....	10
3.5.2 Açık sistemlerde kullanılabilir enerji.....	12
3.6 Ekserji analizleri	13
3.6.1 Akışsız sistemler	13
3.6.2 Akışlı sistemler	16
3.7 Genelleştirilmiş ekserji analizleri	19
3.8 Hava şartlandırma uygulamaları.....	21
3.8.1 Hava ve su buharı karışımları.....	21
3.8.2 Nemli havanın toplam akış ekserjisi	23
3.8.3 Sıvı haldeki suyun toplam akış ekserjisi	25
3.8.4 Evaporatif soğutma sistemleri	27
4 KLİMA SİSTEMLERİ.....	29
4.1 Ayırıcı oda için cihazlar	29
4.1.1 Pencere cihazları	29
4.1.2 Klima kabinleri	30
4.1.3 Fan coil sistemleri.....	30
4.1.4 İki bölümlü cihazlar (split üniteler)	31

4.2	Ayrı ya da birkaç oda için tesisler	31
4.2.1	Çatı cihazları.....	31
4.2.2	Klima santralleri (monoblok cihazlar)	32
5	EKSERJİ ANALİZİ KONUSUNDAKİ LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	33
6	TERMOEKONOMİK ÇÖZÜMLEME YÖNTEMİ.....	34
7	BİR KLİMA SANTRALİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ (Yaz işletmesi için)	38
7.1	%25 dış hava - %75 iç hava oranına göre termoeconomik analiz.....	39
7.1.1	Ekserji analizi	39
7.1.2	Exergoeconomik analiz.....	51
7.2	%30 dış hava - %70 iç hava oranına göre termoeconomik analiz.....	68
7.2.1	Ekserji analizi	68
7.2.2	Exergoeconomik analiz.....	74
7.3	%40 dış hava - %60 iç hava oranına göre termoeconomik analiz.....	80
7.3.1	Ekserji analizi	80
7.3.2	Exergoeconomik analiz.....	85
7.4	%50 dış hava - %50 iç hava oranına göre termoeconomik analiz.....	92
7.4.1	Ekserji analizi	92
7.4.2	Exergoeconomik analiz.....	97
7.5	%60 dış hava - %40 iç hava oranına göre termoeconomik analiz.....	103
7.5.1	Ekserji analizi	103
7.5.2	Exergoeconomik analiz.....	109
7.6	%70 dış hava - %30 iç hava oranına göre termoeconomik analiz.....	116
7.6.1	Ekserji analizi	116
7.6.2	Exergoeconomik analiz.....	121
7.7	%80 dış hava - %20 iç hava oranına göre termoeconomik analiz.....	128
7.7.1	Ekserji analizi	128
7.7.2	Exergoeconomik analiz.....	133
7.8	%90 dış hava - %10 iç hava oranına göre termoeconomik analiz.....	140
7.8.1	Ekserji analizi	140
7.8.2	Exergoeconomik analiz.....	145
7.9	%100 dış hava alımına göre termoeconomik analiz.....	152
7.9.1	Ekserji analizi	152
7.9.2	Exergoeconomik analiz.....	157
8	BİR KLİMA SANTRALİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ (Kış işletmesi için)	163
8.1	%25 dış hava - %75 iç hava oranına göre termoeconomik analiz.....	163
8.1.1	Ekserji analizi	163
8.1.2	Exergoeconomik analiz.....	172
8.2	%30 dış hava - %70 iç hava oranına göre termoeconomik analiz.....	190
8.2.1	Ekserji analizi	190
8.2.2	Exergoeconomik analiz.....	194
8.3	%40 dış hava - %60 iç hava oranına göre termoeconomik analiz.....	201
8.3.1	Ekserji analizi	201
8.3.2	Exergoeconomik analiz.....	205

8.4	%50 dış hava - %50 iç hava oranına göre termoekonomik analiz.....	212
8.4.1	Ekserji analizi	212
8.4.2	Exergoeekonomik analiz.....	216
8.5	%60 dış hava - %40 iç hava oranına göre termoekonomik analiz.....	223
8.5.1	Ekserji analizi	223
8.5.2	Exergoeekonomik analiz.....	227
8.6	%70 dış hava - %30 iç hava oranına göre termoekonomik analiz.....	234
8.6.1	Ekserji analizi	234
8.6.2	Exergoeekonomik analiz.....	238
8.7	%80 dış hava - %20 iç hava oranına göre termoekonomik analiz.....	245
8.7.1	Ekserji analizi	245
8.7.2	Exergoeekonomik analiz.....	249
8.8	%90 dış hava - %10 iç hava oranına göre termoekonomik analiz.....	256
8.8.1	Ekserji analizi	256
8.8.2	Exergoeekonomik analiz.....	260
8.9	%100 dış hava alımına göre termoekonomik analiz.....	267
8.9.1	Ekserji analizi	267
8.9.2	Exergoeekonomik analiz.....	271
9	SONUÇ VE YORUM.....	295
9.1	%25 dış hava - %75 iç hava oranına göre termoekonomik analiz.....	295
9.1.1	Ekserji analizi	295
9.1.2	Exergoeekonomik analiz.....	296
9.1.3	%30 dış hava - %70 iç hava oranına göre termoekonomik analiz.....	300
9.2	Ekserji analizi	309
9.2.1	Exergoeekonomik analiz.....	309
9.2.2	%40 dış hava - %60 iç hava oranına göre termoekonomik analiz.....	310
9.2.3	Ekserji analizi	312
9.2.4	Exergoeekonomik analiz.....	316
KAYNAKLAR		324
ÖZGEÇMİŞ.....		323

SİMGE LİSTESİ

a	Hava
c	Birim ekserjinin ortalama fiyatı (\$/gj)
C	Birim ekserji akımının fiyatı (\$/h)
c_D	Tahrip olan ekserjinin birim ekserjisinin ortalama fiyatı (\$/gj)
C_D	Tahrip olan ekserjinin birim akımının fiyatı (\$/h)
c_f	Yakıtın birim ekserjisinin ortalama fiyatı (\$/gj)
c_L	Kayıp ekserjinin birim ekserjisinin ortalama fiyatı (\$/gj)
C_L	Kayıp ekserjinin birim akımının fiyatı (\$/h)
c_p	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kgK)
c_v	Sabit hacimde özgül ısı (kJ/kgK)
e	Özgöl ekserji (kJ/kg)
e_{ch}	Kimyasal akış ekserjisi (kJ/kg)
e_t	Toplam veya termomekanik ve kimyasal akış ekserjisi (kJ/kg)
e_x	Termomekanik (fiziksel) akış ekserjisi (kJ/kg)
CELF	Sabit düzeltme faktörü
CRF	Kapital geri kazanım faktörü
E	Enerji (kJ)
E	Ekserji debisi (kW)
E_D	Tahrip olan ekserji (kW)
E_L	Kayıp ekserji (kW)
E_k	Yok edilen ekserji (kW)
f	Termoekonomik faktör (%)
g	Özgöl gibbs fonksiyonu (kJ/kg)
h	Özgöl entalpi (kJ/kg)
$\bar{h}$	Toplam molar entalpi (kJ/kg)
i_{eff}	Geri ödeme oranı (%)
K	Kullanılabilirlik (kJ)
k	Özgöl kullanılabilirlik (kJ/kg)
k	Bir değere getirilmiş fiyat düzeltme faktörü
KE	Kinetik enerji (kJ)
m	Kütleli debi (kg/s)
N	Mol sayısı
$\bar{N}$	Toplam akış oranı
P	Basınç (kPa)
PE	Potansiyel enerji (kJ)
Q	Isı (kJ)
r_n	Eslakasyon (%)
r_i	Faiz oranı (%)
R	Gaz sabiti (kJ/kgK)
s	Özgöl entropi (kJ/kgK)
$\bar{s}$	Toplam molar entropi (kJ/kgK)
S	Entropi (kJ/K)
$S_{üret.}$	Entropi üretimi (kJ/K)
t	Zaman (s)
T	Sıcaklık (K)
u	Özgöl iç enerji (kJ/kg)
x	Mol oranı

v	Özgöl hacim (m^3/kg)
V	Hacim (m^3)
V	Hız (m/s)
w	mol kesri oranı
W	İş (kJ)
y	Yok edilen ekserji oranı (%)
y_D	Tahrip olan ekserji oranı (%)
y_L	Kayıp ekserji oranı (%)
z	Yükseklik (m)
Z	Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider ($\$/h$)
$Z_{iş}$	İşletme maliyeti ($\$/h$)
Z_{yat}	Yatırım maliyeti ($\$/h$)
Φ	Bağıl nem
μ	Kimyasal potansiyel
Ξ	Akışsız fiziksel ekserji (kJ/kg)
Ξ_{ch}	Akışsız kimyasal ekserji (kJ/kg)
Ξ_t	Karışım yığınının toplam ekserjisi (kJ/kg)
η_{II}	İkinci yasa verim



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 3.1 Bir gazın sanki-dengeli genişletilmesi ve sıkıştırılması	7
Şekil 3.2 Tersinir ve tersinmez hal değişimlerinden oluşan bir çevrim	8
Şekil 3.3 Akışkan olmayan sistemlerin çevre ile ulaştığı termik, mekanik ve kimyasal denge13	
Şekil 3.4 Karışım akışının çevre ile termik, mekanik ve kimyasal dengede olduğu düzenli akış cihazı.....	17
Şekil 3.5 Çevreyle ısı, iş ve kütle değişimi yapan genel açık sistem	20
Şekil 3.6 Akışsız toplam, kimyasal ve fiziksel ekserjiler arasındaki ilişki	20
Şekil 3.7 Akışlı toplam, kimyasal ve fiziksel ekserjiler arasındaki ilişki	21
Şekil 3.8 Su buharı ile sıvı haldeki suyun durumunu gösteren T-s diyagramı	23
Şekil 3.9 Adyabatik evaporatif soğutma prosesi	27
Şekil 4.1 Tipik bir klima santralinin şematik görünümü.....	32
Şekil 7.1 Klima santralinin şematik gösterimi.....	38
Şekil 7.2 Klima santralinin işleyişinin şematik şekli	41
Şekil 7.3 R134a ile çalışan kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin şematik şekli	41
Şekil 7.4 Aspiratör hücresinin şematik görünümü.....	52
Şekil 7.5 Egzost hücresinin şematik görünümü.....	54
Şekil 7.6 Karışım hücresinin şematik görünümü.....	56
Şekil 7.7 Sürekli rejim halindeki sistem.....	56
Şekil 7.8 Filtre hücresinin şematik görünümü.....	59
Şekil 7.9 Isıtıcı-soğutucu bataryanın şematik görünümü	61
Şekil 7.10 Vantilatör hücresinin şematik görünümü.....	65
Şekil 8.1 Klima santralinin işleyişinin şematik şekli	164
Şekil 8.2 Aspiratör hücresinin şematik görünümü.....	173
Şekil 8.3 Egzost hücresinin şematik görünümü.....	174
Şekil 8.4 Karışım hücresinin şematik görünümü.....	176
Şekil 8.5 Sürekli rejim halindeki sistem.....	177
Şekil 8.6 Filtre hücresinin şematik görünümü.....	180
Şekil 8.7 Nemlendirici hücresinin şematik görünümü.....	181
Şekil 8.8 Isıtıcı-soğutucu bataryanın şematik görünümü	184
Şekil 8.9 Vantilatör hücresinin şematik görünümü.....	187
Şekil 9.1 Egzost hücresinden atmosfere atılan havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişimi.....	295
Şekil 9.2 Karışım hücresindeki havanın ekserjisinin değişimi	296
Şekil 9.3 Karışım hücresine giren havanın birim ekserjisinin ort. fiyatı	297
Şekil 9.4 Karışım hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişimi	298
Şekil 9.5 Karışım hücresindeki kayıp ekserjinin değişimi	298
Şekil 9.6 Karışım hücresindeki termoekonomik faktörün değişimi	300
Şekil 9.7 Soğutucu bataryaya giren havanın ekserjisinin değişimi	301
Şekil 9.8 Soğutucu batarya hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişimi.....	302
Şekil 9.9 Soğutucu batarya hücresindeki kayıp ekserjinin değişimi.....	303
Şekil 9.10 Soğutucu batarya hücresindeki tahrip olan ekserji oranının değişimi	304
Şekil 9.11 Soğutucu batarya hücresindeki kayıp ekserji oranının değişimi	305
Şekil 9.12 Soğutucu batarya hücresinin bir değere getirilmiş yıllık toplam giderinin değişimi.....	306
Şekil 9.13 Soğutucu batarya hücresindeki termoekonomik faktörün değişimi	307
Şekil 9.14 İç ortama verilen şartlandırılmış havanın birim ekserjisinin ort. fiyatının değişimi.....	308
Şekil 9.15 Egzost hücresinden atmosfere atılan havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişimi.....	309

Şekil 9.16 Karışım hücresindeki havanın ekserjisinin değişimi	310
Şekil 9.17 Karışım hücresine giren dış havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişimi	311
Şekil 9.18 Nemlendiriciye giren havanın eksejisinin değişimi	312
Şekil 9.19 Nemlendirici hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişimi	313
Şekil 9.20 Nemlendirici hücresindeki kayıp ekserjinin değişimi	314
Şekil 9.21 Nemlendirici hücresindeki termoekonomik faktörün değişim	315
Şekil 9.22 Isıtıcı bataryaya giren havanın eksejisinin değişimi	316
Şekil 9.23 Isıtıcı batarya hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişimi	317
Şekil 9.24 Isıtıcı batarya hücresindeki kayıp ekserjinin değişimi	318
Şekil 9.25 Isıtıcı batarya hücresindeki tahrip olan ekserji oranının değişimi	319
Şekil 9.26 Isıtıcı batarya hücresindeki kayıp ekserji oranının değişimi	320
Şekil 9.27 Isıtıcı batarya hücresinin bir değere getirilmiş yıllık toplam gider değişimi	321
Şekil 9.28 Isıtıcı batarya hücresindeki termoekonomik faktörün değişimi	322
Şekil 9.29 İç ortama verilen şartlandırılmış havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişimi ...	323



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 7.1 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%25 Dış hava - %75 iç hava)	40
Çizelge 7.2 Noktaların fiziksel değer tablosu (%25 Dış hava - %75 iç hava)	51
Çizelge 7.3 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%25 Dış hava - %75 iç hava).....	67
Çizelge 7.4 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%30 Dış hava - %70 iç hava)	68
Çizelge 7.5 Noktaların fiziksel değer tablosu (%30 Dış hava - %70 iç hava)	73
Çizelge 7.6 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%30 Dış hava - %70 iç hava).....	79
Çizelge 7.7 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%40 Dış hava - %60 iç hava)	80
Çizelge 7.8 Noktaların fiziksel değer tablosu (%40 Dış hava - %60 iç hava)	85
Çizelge 7.9 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%40 Dış hava - %60 iç hava).....	91
Çizelge 7.10 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%50 Dış hava - %50 iç hava)	92
Çizelge 7.11 Noktaların fiziksel değer tablosu (%50 Dış hava - %50 iç hava)	97
Çizelge 7.12 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%50 Dış hava - %50 iç hava).....	103
Çizelge 7.13 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%60 Dış hava - %40 iç hava)	104
Çizelge 7.14 Noktaların fiziksel değer tablosu (%60 Dış hava - %40 iç hava)	109
Çizelge 7.15 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%60 Dış hava - %40 iç hava).....	115
Çizelge 7.16 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%70 Dış hava - %30 iç hava)	116
Çizelge 7.17 Noktaların fiziksel değer tablosu (%70 Dış hava - %30 iç hava)	121
Çizelge 7.18 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%70 Dış hava - %30 iç hava).....	127
Çizelge 7.19 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%80 Dış hava - %20 iç hava)	128
Çizelge 7.20 Noktaların fiziksel değer tablosu (%80 Dış hava - %20 iç hava)	133
Çizelge 7.21 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%80 Dış hava - %20 iç hava).....	139
Çizelge 7.22 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%90 Dış hava - %10 iç hava)	140
Çizelge 7.23 Noktaların fiziksel değer tablosu (%90 Dış hava - %10 iç hava)	143
Çizelge 7.24 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%90 Dış hava - %10 iç hava).....	151
Çizelge 7.25 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%100 Dış hava).....	152
Çizelge 7.26 Noktaların fiziksel değer tablosu (%100 Dış hava).....	156
Çizelge 7.27 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%100 Dış hava).....	162
Çizelge 8.1 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%25 Dış hava - %75 iç hava)	164
Çizelge 8.2 Noktaların fiziksel değer tablosu (%25 Dış hava - %75 iç hava)	172
Çizelge 8.3 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%25 Dış hava - %75 iç hava).....	189
Çizelge 8.4 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%30 Dış hava - %70 iç hava)	190
Çizelge 8.5 Noktaların fiziksel değer tablosu (%30 Dış hava - %70 iç hava)	194
Çizelge 8.6 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%30 Dış hava - %70 iç hava).....	200
Çizelge 8.7 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%40 Dış hava - %60 iç hava)	201
Çizelge 8.8 Noktaların fiziksel değer tablosu (%40 Dış hava - %60 iç hava)	205
Çizelge 8.9 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%40 Dış hava - %60 iç hava).....	211
Çizelge 8.10 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%50 Dış hava - %50 iç hava)	212

Çizelge 8.11 Noktaların fiziksel değer tablosu (%50 Dış hava - %50 iç hava)	216
Çizelge 8.12 Klima santralının her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%50 Dış hava - %50 iç hava).....	222
Çizelge 8.13 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%60 Dış hava - %40 iç hava)	223
Çizelge 8.14 Noktaların fiziksel değer tablosu (%60 Dış hava - %40 iç hava)	227
Çizelge 8.15 Klima santralının her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%60 Dış hava - %40 iç hava).....	233
Çizelge 8.16 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%70 Dış hava - %30 iç hava)	234
Çizelge 8.17 Noktaların fiziksel değer tablosu (%70 Dış hava - %30 iç hava)	238
Çizelge 8.18 Klima santralının her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%70 Dış hava - %30 iç hava).....	244
Çizelge 8.19 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%80 Dış hava - %20 iç hava)	245
Çizelge 8.20 Noktaların fiziksel değer tablosu (%80 Dış hava - %20 iç hava)	249
Çizelge 8.21 Klima santralının her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%80 Dış hava - %20 iç hava).....	255
Çizelge 8.22 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%90 Dış hava - %10 iç hava)	256
Çizelge 8.23 Noktaların fiziksel değer tablosu (%90 Dış hava - %10 iç hava)	260
Çizelge 8.24 Klima santralının her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%90 Dış hava - %10 iç hava).....	266
Çizelge 8.25 Sistemdeki noktaların fiziksel özellikleri (%100 Dış hava).....	267
Çizelge 8.26 Noktaların fiziksel değer tablosu (%100 Dış hava).....	270
Çizelge 8.27 Klima santralının her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%100 Dış hava).....	276
Çizelge 8.28 Maliyet çizelgesi (%25 dış hava - %75 iç hava)	277
Çizelge 8.29 Maliyet çizelgesi (%30 dış hava - %70 iç hava)	279
Çizelge 8.30 Maliyet çizelgesi (%40 dış hava - %60 iç hava)	281
Çizelge 8.31 Maliyet çizelgesi (%50 dış hava - %50 iç hava)	283
Çizelge 8.32 Maliyet çizelgesi (%60 dış hava - %40 iç hava)	285
Çizelge 8.33 Maliyet çizelgesi (%70 dış hava - %30 iç hava)	287
Çizelge 8.34 Maliyet çizelgesi (%80 dış hava - %20 iç hava)	289
Çizelge 8.35 Maliyet çizelgesi (%90 dış hava - %10 iç hava)	291
Çizelge 8.36 Maliyet çizelgesi (%100 dış hava).....	293
Çizelge 9.1 Egzost hücresinden atmosfere atılan havanın birim ekserjisinin ort. fiyatı değişim tablosu	295
Çizelge 9.2 Karışım hücresindeki havanın ekserjisinin değişim tablosu	296
Çizelge 9.3 Karışım hücresine giren dış havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişim tablosu.....	297
Çizelge 9.4 Karışım hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişim tablosu	298
Çizelge 9.5 Karışım hücresindeki kayıp ekserjinin değişim tablosu	298
Çizelge 9.6 Karışım hücresindeki termoekonomik faktörün değişim tablosu	299
Çizelge 9.7 Soğutucu bataryaya giren havanın eksejisinin değişim tablosu	300
Çizelge 9.8 Soğutucu batarya hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişim tablosu.....	301
Çizelge 9.9 Soğutucu batarya hücresindeki kayıp ekserjinin değişim tablosu.....	302
Çizelge 9.10 Soğutucu batarya hücresindeki tahrip olan ekserji oranının değişim tablosu ...	303
Çizelge 9.11 Soğutucu batarya hücresindeki kayıp ekserji oranının değişim tablosu	304
Çizelge 9.12 Soğutucu batarya hücresinin bir değere getirilmiş yıllık toplam gider değişim tablosu	305
Çizelge 9.13 Soğutucu batarya hücresindeki termoekonomik faktörün değişim tablosu	306
Çizelge 9.14 İç ortama verilen şartlandırılmış havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişim	307
Çizelge 9.15 Egzost hücresinden atmosfere atılan havadaki birim ekserjinin ort. fiyat değ.	309
Çizelge 9.16 Karışım hücresindeki havasının eksejisinin değişim tablosu.....	310
Çizelge 9.17 Karışım hücresine giren dış havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişim	311

Çizelge 9.18 Nemlendiriciye giren havanın eksejisinin değişim tablosu.....	312
Çizelge 9.19 Nemlendirici hücresindeki tahrip olan eksejinin değişim tablosu.....	313
Çizelge 9.20 Nemlendirici hücresindeki kayıp ekserjinin değişim tablosu	314
Çizelge 9.21 Nemlendirici hücresindeki termoekonomik faktörün değişim tablosu	315
Çizelge 9.22 Isıtıcı bataryaya giren havanın eksejisinin değişim tablosu	316
Çizelge 9.23 Isıtıcı batarya hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişim tablosu.....	317
Çizelge 9.24 Isıtıcı batarya hücresindeki kayıp ekserjinin değişim tablosu.....	318
Çizelge 9.25 Isıtıcı batarya hücresindeki tahrip olan ekserji oranının değişim tablosu.....	319
Çizelge 9.26 Isıtıcı batarya hücresindeki kayıp ekserji oranının değişim tablosu	320
Çizelge 9.27 Isıtıcı batarya hücresinin bir değere getirilmiş yıllık toplam gider değ.....	321
Çizelge 9.28 Isıtıcı batarya hücresindeki termoekonomik faktörün değişim tablosu	322
Çizelge 9.29 İç ortama verilen şartlandırılmış havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değ.....	323



ÖNSÖZ

Enerji dünyamızın başlıca gereksinimidir. Ancak, kaynakların sınırlı olması enerji piyasasında fiyatları yükseltmekte ve bunun sonucu olarak enerjinin verimli kullanılması gerektiğinin önemini göstermektedir. Enerjinin daha verimli kullanılması bilimsel çevreleri enerji dönüşüm araçlarını yeniden değerlendirmeye ve var olan sınırlı enerji kaynaklarından daha çok yararlanabilmek için yöntemler aramaya itmiştir.

Enerjinin bir çeşitten diğer bir çeşide dönüştürülmesi için termodinamikten yararlanır. Termodinamiğin birinci yasası enerjinin niceliğiyle, ikinci yasa ise enerjinin niteliğiyle ilgilidir. Termodinamik dizayn yapılırken en çok ikinci yasadaki yararlanılmaktadır.

Enerjinin verimli termodinamik sistemlerin dizaynında kullanılan araçlardan biri kullanılabilir enerji analizi yani ekserji analizi metodudur. Bu çalışmada klima sistemlerinde ekserji analizinin nasıl uygulanabileceğinin açıklanması amaçlanmaktadır.

Bu çalışmam sırasında desteği ve yönlendirmeleri ile yardımcı olan sayın hocam Doç. Dr. Dürriye Bilge'ye, yardımları için Yrd. Doç. Dr. Galip Demir'e, Araş. Gör. Özden Ağra'ya ve benden sabır ve desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.



ÖZET

Termodinamik sistemlerin analizinde kullanılan yöntemler; enerji analizi yöntemi, entropi analizi yöntemi ve ekserji analizi yöntemidir.

Bu çalışmada klima santralının ekserji analizinde, termodinamiğin 1. yasası, 2. yasası ve ekonomik analizin birleştirildiği bir yöntem kullanılmıştır. Klima santralının yaz ve kış işletme şartlarında, %25 dış hava-%75 iç hava karışım oranından başlayarak %100 dış hava oranına kadar termoekonomik analiz yapılmıştır. Şehir şebekesinden gelen suyu 7-12° C giriş çıkış şartlarına getirmek için yaz işletme şartlarında soğutucu bataryadaki soğutma suyunun giriş ve çıkışında R134a ile çalışan bir kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutucu sistem, kış işletme şartlarında ise ısıtıcı bataryanın ısıtma suyu giriş ve çıkışında bir ısıtıcı kullanılmıştır.

Bu çalışmada yapılan termoekonomik analiz iki adımda gerçekleşmiştir. Bunlar; ekserji analizi ve eksergoekonomik analizdir.

Ekserji analizinde, klima santralının her ünitesinin giriş ve çıkışındaki ekserjileri hesaplanarak diğer fiziksel özellikleriyle birlikte tablolar halinde sunulmuştur. Eksergoekonomik analizde, klima santrali ekonomik olarak incelenir. Santral için parasal giderler gerekli eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır. Bu parasal giderlerden yararlanılarak tahrip olan ekserji ve termoekonomik faktör bulunmuştur. Bulduğumuz değerlerden grafikler oluşturulmuş ve bu grafikler yorumlanarak sistemde nerelerde nasıl iyileştirmeler yapılabileceği hakkında yorum yapılmıştır.

Bu çalışmanın amacı, termoekonomik analizinin ve ekserji analizinin öğrenilmesine yardımcı olmaktır. Burada amaç verimi arttırmaktır. Bunun için ya ekserji kayıplarına bakılır ya da termoekonomik faktöre bakılır. İyileştirmenin nasıl yapılacağına karar verilir. Ama unutulmamalıdır ki, yüksek verim için düşük kalitede malzeme kullanılmamalıdır. Sistemin ömrünün uzun olması düşünülmesi gereken diğer bir husustur.

Anahtar kelimeler: Ekserji analizi, ikinci kanun analizi, termoekonomik analiz, klima sistemleri.

ABSTRACT

The methods which is used to analyze of the thermodynamic systems are the method of analyse of entropy and the method of exergy analyse.

In this study, as exergy analyse at the air conditioning system is done, a method including first and second law and economic analyse has been used. Thermodynamic analyse has been done from %25 atmospher air %75 environment air to %100 environment air for winter and summer operation conditions of air conditioning unit. Steam compressing one rank cooling system working with R134a has been used to set the water values coming from city pipeline to inlet and outlet conditions at the start end end points of the water of heating battery.

Thermoeconomic analyse has been done in two step for this study. These are analyze of exergy and analyze of exergetic analyse.

As exergy analyse has been done, inlet and outlet exergies of all unit of air conditioning unit has been calculated and presented as tables with its other physical specialities together. As exergoeconomic analyse has been done, air conditioning unit is examined economically. Economic costs for unit has been calculated with some determined equals. So, exergy and thermoeconomic values has been found. Figures has been drawn with these values so, interpretations such as type and place of improvements has been done.

The aim of this study is to help to learn the analyze of exergy and thermoeconomic. Also the aim is to increase the efficiency. To be able to do this, neither exergy losses nor thermoeconomic values are examined. It is decided that how to make improvements. But it should not be forgot that low quality material should not be used for high efficient. Long life of the system is a subject that has to be thought.

Keywords: Exergy analyse, Second law analyse, coastal law, Thermoeconomic analyse, Climate systems.

1.GİRİŞ

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin niceliği ile ilgilidir ve bir sisteme giren, üretilen, çıkan ve depo edilen enerji miktarlarının toplamının sıfır olduğunu ifade eder. Birinci kanun enerjinin niteliği ile ilgili herhangi bir değerlendirme yapmaz.

Termodinamiğin ikinci kanunu ise enerjinin niteliği ile ilgilidir ve enerjinin niteliği ile ilgili değerlendirmeler yapılmasını mümkün kılan araçlar içerir. İkinci kanun, enerjinin bir şekilden diğer bir şekle dönüşümü sonucunda toplam miktarında değişiklik olmasa bile niteliğinde değişiklikler olacağını ifade eder. Örneğin ısının tamamının dönen mil işine dönüştürülmesinin mümkün olmayacağını, ısının bir kısmının dönen mil işine dönüşürken kalan kısmının daha düşük sıcaklıktaki bir ortama verilmesi gerektiği termodinamiğin ikinci kanununun bir sonucudur. Ayrıca; ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama, dışarıdan herhangi bir iş etkisi almadan transfer olmasının imkansız olduğu yine termodinamiğin ikinci kanununun bir sonucudur.

Termodinamiğin ikinci kanununa göre ısının işe dönüştürülmesi için kullanılabilecek çevrimler arasında dönüştürme verimi en yüksek olan çevrim Carnot çevrimidir. Carnot çevrimi ısının yüksek sıcaklıktaki bir ortamdan düşük sıcaklıktaki bir ortama geçmesini sağlayarak iş üretir. Carnot çevrimi tersinir bir çevrimdir, dolayısıyla tersine çalışması da mümkündür. Carnot çevrimi tersine çalıştırılırsa, dışarıdan iş alarak ısının düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama geçmesini sağlar. Tersine çalışan Carnot çevrimine “Ters Carnot Çevrimi” veya “İdeal Soğutma Çevrimi” adı verilir.

Carnot çevriminde olduğu gibi verimi en yüksek soğutma çevrimi Ters Carnot çevrimidir ve Ters Carnot çevriminin de pratikte uygulanması çok zordur ve ekonomik değildir. Bu nedenle Ters Carnot çevrimi soğutma çevrimlerinin karşılaştırılmasında bir referans olarak kullanılır.

Termodinamik sistemlerin analizinde sadece birinci kanun analizi ile elde edilecek sonuçların değerlendirilmesi bazı hatalara neden olabilir. Bu nedenle birinci kanun analizi ile birlikte ikinci kanun analizi yapılması daha doğru sonuçlar verecektir.

İkinci kanun analizi entropiye dayalı (entropi analizi) veya kullanılabilir enerjiye dayalı (kullanılabilir enerji analizi) olabilir. Entropi analizinde, entropi değişimi ve entropi üretiminin hesaplanması karmaşık işlemler gerektirebilir, ayrıca entropi enerjinin sadece niteliğini ve kalitesini ifade eder, miktarı hakkında bilgi içermez. Kullanılabilir enerji

analizinde ise kontrol hacmi sınırı uygun seçilirse işlemler çok basitleşebilir, ayrıca kullanılabilir enerji (ekserji), enerjinin niteliği ile birlikte miktarını da belirtir.

Burada yapılan çalışma tamamen kullanılabilir enerji analizine dayandırılacak olup, bu çalışmanın kullanılabilir enerji analizinin soğutma sistemlerine uygulanması konusunda önemli bir örnek teşkil etmesi amaçlanmaktadır.

Kullanılabilir enerji analizi metodun temelleri ondokuzuncu yüzyılın ikinci yarısından sonra atılmaya başlanmıştır. 1871 yılında, Maxwell ilk oalrak “kullanılabilir enerji” terimini kullanmıştır. 1873 yılında Gibbs, “mümkün olan en fazla net iş (dönen mil işi)” adı altında kullanılabilir enerji için analitik bir hesap yöntemi vermiştir. 1875 yılında yine Maxwell, kendisinin “Theory of Heat” adlı kitabının dördüncü baskısında “mümkün olan en yüksek brüt iş” ismi ile çok basit bir analiz yapmıştır. 1889 yılında Guoy’in akış olmayan sistemlerde kullanılabilirlikle ilgili çalışmaları yayımlanmıştır. Ancak, buradaki ifadeler Gibbs’in verdiği ifadelerden daha basitti. 1989 yılında Stodola, akış olmayan bir işlemde mümkün olan en fazla brüt iş ile ilgili bir ifade vermiştir. Stodola, bu çalışmasında kayıp brüt iş potansiyeli ile entropi arasında bir ilişki olduğunu göstermiştir.

Ondokuzuncu yüzyıldan beri kullanılabilir enerji analizi prensipleri konusunda bir çok insanın çalışmalar yapmış olmasına rağmen, kullanılanbilir enerji kavramı mühendislik uygulamalarına 1920 ve 1930’larda girmiştir. 1932 yılında J. Keenan, Gibbs’in vermiş olduğu sonuçları daha basit ve daha kullanışlı kavramlarla ifade etmiş ve mümkün olan en yüksek net iş (dönen mil işi) için “kullanılabilirlik” terimini kullanmıştır. 1956 yılında Rant, Bosnjaković’in daha önce kullandığı “iş yeteneği” terimi yerine “exergy” teriminin kullanılmasını önermiştir.

Kullanılabilir enerji analizi metodunda, özellikle 1970’lerdeki petrol krizinden sonra hızlı gelişmeler olmuştur. F. Boskajkovic, J. Keenan, Z. Rant, J. Szargut ve R. Gaggioli kullanılabilir enerji analizleri metodunun gelişmesinde önemli roller oynamışlardır.

Kullanılabilir enerji analizinin gelişmesinin özetleri 1980’lerin son yıllarında Kotas (1985) ve Szargut (1988) tarafından ortaya konulmuştur. Geçen on yıl içerisinde ASME İleri Enerji Sistemleri Bölümü üyeleri gelişmelerde ön sıralarda olmuşlardır. Konuyla ilgili olarak anahtar niteliğindeki çalışmalar, 1990’lı yıllarda Tsatsaronis ve Moran tarafından yapılmıştır. Moran, kullanılabilir enerji analizinin termodinamik sistem analizinde kullanılan temel ifadeleri

belirlemiş, Tsatsaronis de kullanılabilir enerji analizi metoduna dayanan termoeconomik optimizasyonu (exergoeconomic optimization) konularında çok önemli çalışmalar yapmıştır.

1992 yılında Boehm kullanılabilir enerji analizi yönteminin termodinamik sistem sızaynında uygulanabilirliğini göstermiştir. Kuremenos ve Tsatsaronis (1991) termal ve enerji sistemlerinin analizinde kullanılabilir enerji analizini kullanmışlardır. Stecco ve Moran (1992) kullanılabilir enerji analizi yöntemi ile Dünya enerji rezervlerinin gelecekteki durumlarını tesbit etmeye çalışmışlardır. Valero ve Tsatsaronis (1992) kullanılabilir enerji analizini kullanarak enerji sistemlerinde verimlilik ve maliyet optimizasyonu ve similasyonu konularında bir çalışma yapmışlardır. 1994 yılında M. J. Moran ve E. Sciubba, ekserji analizlerinin temel prensiplerini açıklayarak, fiziksel ve kimyasal ekserji kavramlarını tanımlamış ve bunları formülize ederek güç sistemlerine nasıl uygulanabileceğini anlatmışlardır. Bunlardan başka; Aksel Öztürk (1998) Clasius eşitsizliği yerine entropiden bağımsız ısının ve işin kullanılabilirliğine dayanan yeni bir eşitsizlik tanımlamıştır. Öztürk buy yeni eşitsizliğe dayanarak entropi içermeyen bir kullanılabilir enerji dengesi ifadesi yaratmıştır.

Görüldüğü gibi kullanılabilir enerji kavramının çok eski bir tarihi olmasına rağmen, mühendislik uygulamalarında bugüne kadar çok kullanılmaması ilginçtir. Tarihsel süreç gösteriyor ki, kullanılabilir enerji analizi, enerjinin pahalı olduğu zamanlarda yapılmış, fakat ucuz ve bol olduğu zamanlarda yapılmamıştır.

2. TERMODİNAMİĞİN BİRİNCİ KANUNU

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin yoktan var edilemeyeceğini ve var olan enerjinin de yok edilemeyeceğini söyler. Yani, birinci kanun bir sistemde enerjinin bir şekilden diğerine dönüşümü ile ilgilidir. Bu dönüşümler sonucunda sistemin toplam enerjisinin değişmeyeceğini ifade eder. Termodinamiğin birinci kanununun genel ifadesi şu şekildedir:

$$\Delta Q - \Delta W = \Delta E \quad (2.1)$$

Termodinamik sistemlerin analizinde sınırları belirlemek çok önemlidir. Belirlenen sistem sınırına göre, sistem kapalı sistem veya açık sistem olarak incelenebilir. Sistem sınırlarını uygun şekilde belirlemek hesapları kolaylaştırır. Temel olarak, sistem sınırları içerisinde sistem içine veya dışına kütle transferi oluyorsa sistem “açık sistem” olarak, olmuyorsa sistem “kapalı sistem” olarak tanımlanır.

2.1 Kapalı Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi

Verilmiş bir kapalı sistem içindeki Δm kütle elemanının birim kütesinin toplam enerjisi;

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.2)$$

eşitliği ile verilir. Hal değişiminin başında ve sonuna sistem denge halinde olduğu için sistemin bütününe ait toplam enerji ifadesi;

$$E = U + \frac{mV^2}{2} + mgz \quad (2.3)$$

ifadesi halini alır.

Termodinamiğin birinci kanununun genel ifadesinden yola çıkarsak, 1 denge halinden 2 denge haline geçen herhangi bir kapalı sistem için bu ifade şu şekli alır;

$$\int_1^2 \partial Q - \int_1^2 \partial W = E_2 - E_1 \quad (2.4)$$

$$Q_{1,2} - W_{1,2} = (U_2 - U_1) + (KE_2 - KE_1) + (PE_2 - PE_1) \quad (2.5)$$

$$Q_{1,2} - W_{1,2} = U_2 - U_1 + m(V_2^2 - V_1^2)/2 + mg(z_2 - z_1) \quad (2.6)$$

2.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanun Analizi

2.2.1 Kütlenin Korunumu

Kütlenin korunumunun açık sistemler için genel ifadesi:

$$\sum m_g - \sum m_q = \frac{\partial m}{\partial t} \quad (2.7)$$

şeklindedir.

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanla değişmez ($m_{KH} = \text{sabit}$). Bu durumda, kütlenin korunumu ilkesi uyarınca kontrol hacmine giren toplam kütlenin, kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşit olması gerekir. Bu ifade aşağıdaki gibidir:

$$\sum m_g = \sum m_q \quad (2.8)$$

2.2.2 Açık Sistemler İçin Birinci Kanunun Genel İfadesi

$$\sum_{\text{giren}} m \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] - \sum_{\text{çıkan}} m \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] + Q - W = \frac{\partial E}{\partial t} \quad (2.9)$$

şeklindedir.

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacminin toplam enerjisi sabittir ($E = \text{sabit}$). Bu, kontrol hacminin toplam enerjisinde değişim olmadığı anlamına gelir. Böylece sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmine ısı, iş veya kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması zorunludur. Buna göre sürekli akışlı açık sistemlerde termodinamiğin birinci yasasını şöyle yazılır:

$$\sum m \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] - \sum m \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] + Q - W = 0 \quad (2.10)$$

$$Q - W = \sum_{\text{çıkan}} m \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] - \sum_{\text{giren}} m \left[h + \frac{1}{2} V^2 + gz \right] \quad (2.11)$$

3. TERMODİNAMİĞİN İKİNCİ KANUNU

Termodinamiğin birinci kanunu herhangi bir hal değişiminde sistemle çevre arasındaki alına ve verilen iş ve ısı ile iç enerjide meydana gelen değişme arasındaki bağıntıyı vermektedir. Fakat bu yasa bize tasarlanan bir hal değişiminin gerçekleşip gerçekleşmeyeceği hakkında bir bilgi vermemektedir. Oysa ki doğadaki hal değişimlerinin ve enerji dönüşümlerinin sadece belirli yönlerde kendiliğinden gerçekleşebileceğini göstermektedir. Termodinamiğin ikinci kanunu bize ısı dönüşümlerinin hangi oranda olabileceği hakkında bilgiler verir. İkinci kanuna göre ısıyı dönüştüren hiçbir güç makinasının verimi %100 olamaz, yani ısının tamamı işe çevrilemez.

3.1 Termodinamiğin İkinci Kanunu'nun Geleneksel İfade Biçimleri

Clasius İfadesi : Isı hiç bir zaman kendiliğinden sıcaklığı düşük olan bir cisimden sıcaklığı daha yüksek olan bir cisme geçemez.

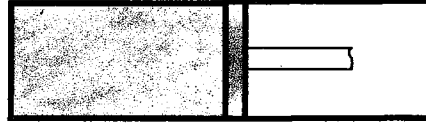
Kelvin İfadesi : Sürece katılan cisimlerde başkaca bir değişiklik olmaksızın bir tek ısı kaynağından ısı çekerek bunu tamamen işe dönüştüren bir makina yapma olanağı yoktur.

Kelvin-Planck İfadesi : Periodik olarak çalışan ve bir tek ısı kaynağı ile ısı alışverişi yaparak sürekli olarak iş veren bir makina yapma olanağı yoktur.

Bu ifadelerin hepsi, ısının tümünün işe çevrilemeyeceğini söylemektedirler. İkinci kanun bu gerçeği dile getirirken nedenini de söyler: Doğal olan hiç bir süreç çevre ve sistemde bir etki bırakmaksızın geriye doğru işletilemez. Yani çevre ve sistemde bir etki oluşmaksızın hiç bir süreç gerçekleşmez.

3.2 Tersinir ve Tersinmez Hal Değişimleri

Hal değişimleri belirli bir yönde gerçekleşmektedir. Bu hal değişimleri gerçekleştikten sonra, sistemin çevreyle aynı etkileşimleri ters yönde gerçekleştirerek yeniden ilk haline dönmesi olanaksızdır. Bu tür hal değişimlerine “tersinmez hal değişimi” denir.



Şekil 3.1 Bir gazın sanki-dengeli genişletilmesi ve sıkıştırılması

Bir yönde gerçekleştikten sonra, çevre üzerinde hiçbir iz bırakmadan ters yönde de gerçekleşebilen hal değişimine “tersinir hal değişimi” denir (Şekil.3.1). Bir başka deyişle, ters yöndeki hal değişiminden sonra hem sistem hem de çevre ilk hallerine geri dönerler. Bu ancak, her iki yöndeki hal değişimi birlikte ele alındığı zaman, net ısı geçişi ve net iş sıfır olursa mümkündür.

Bir sistem, ister tersinir ister tersinmez olsun, bir dizi hal değişiminden geçerek yeniden ilk haline dönebilir. Vurgulanması gereken husus, çevrimin tersinir hal değişimlerinden oluşması durumunda, çevrede net bir değişimin olmamasıdır. Tersinmez hal değişimlerindeyse, çevre sistem üzerinde bir miktar net iş yapar ve bu nedenle ilk haline ger dönmez.

Doğada tersinir hal değişimlerine rastlanmaz. Tersinir hal değişimleri, gerçek hal değişimlerinin kurumsal benzerleridir. Bazı gerçek hal değişimleri, tersinir hal değişimlerine yaklaşabilir, fakat hiçbir zaman tersinir olamaz. Bir başka deyişle, doğadaki tüm hal değişimleri tersinmezdir.

3.3 Entropi

Entropi, enerjinin kalitesini, kullanılabilirliğini belirleyen bir termodinamik özelliktir. Termodinamik sistemlerin entropi değişiminin bilinmesi, sistemin entropisinin bilinmesinden daha önemli ve daha kullanışlıdır.

Bütün tersinir hal değişimleri için entropinin genel ifadesi;

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad (3.1)$$

Sistem 1 halinden tersinir bir hal değişimi ile 2 haline gelirse;

$$S_2 - S_1 = \left(\int_1^2 \frac{dQ}{T} \right)_{\text{tersinir}} \quad (3.2)$$

burada;

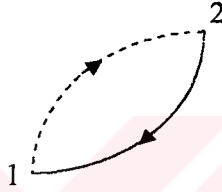
dQ : elemental ısı geçişi

T : sistemin mutlak sıcaklığı

$S_2 - S_1$: sistemin 1 ve 2 halleri arasındaki entropi değişimi

3.4 Entropi Üretimi

İki hal değişiminden oluşan bir çevrimde (Şekil.3.1), 1-2 hal değişimi tersinir veya tersinmez herhangi bir hal değişimi, 2-1 hal değişimi ise tersinirdir.



Şekil 3.2 Tersinir ve tersinmez hal değişimlerinden oluşan bir çevrim

Bu durumda (3.2) ifadesi, (3.3) haline dönüşür;

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (3.3)$$

(3.3) ifadesindeki eşitsizlik denklem haline getirilmelidir. Tersinmez hal değişimi sırasında bir miktar entropi üretilir veya varedilir, entropi üretimi tamamen tersinmezlikle ilgilidir. Bir hal sırasında üretilen veya varedilen entropi, “entropi üretimi” olarak adlandırılır ve $S_{\text{üretim}}$ ile gösterilir. Bu durumda (3.3) ifadesi denklem olarak yazılabilir;

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ}{T} + S_{\text{üretim}} \quad (3.4)$$

$$S_{\text{üretim}} = (S_2 - S_1) - \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (3.5)$$

Yukardaki ifadelerden aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir:

- Tersinir işlemlerde entropi üretimi sıfırdır.
- Tersinmez işlemlerde entropi üretimi sıfırdan büyüktür.
- Bir işlemde entropi üretimi ne kadar büyükse, işlemin tersinmezliği o kadar fazladır.
- Entropi üretimi hal değişimi sırasında izlenen yola bağlıdır ve termodinamik bir özellik değildir. Entropi değişimi ise yoldan bağımsızdır ve termodinamik bir özellik olup entropi üretimi ile karıştırılmamalıdır.
- Entropi üretimi sıfırdan küçük olamaz.
- Verimi en yüksek çevrimler tersinir hal değişimlerinden oluşan çevrimlerdir. Dolayısıyla, bir çevrimin verimini yükseltmek için çevrimdeki tersinmezliklerin azaltılması, yani entropi üretiminin minimize edilmesi gereklidir.
- Termodinamiğin birinci kanunundan “enerji yok edilemez ve yoktan var edilemez” sonucu çıkarken, termodinamiğin ikinci kanunundan “entropi yoktan var edilebilir ama asla yok edilemez” sonucu çıkar.

3.5 Kullanılabilir Enerji

Bir sistem, içinde bulunduğu çevre ile termodinamik dengede ise çevre ile sistem arasında herhangi bir ısı ve iş etkileşimi olamaz. Bu hale “ölü hal” adı verilir. Ölü haldeki sistem iş üretemez. Ölü haldeki özellikler 0 (sıfır) indisi ile gösterilir (T_0 , P_0 , S_0 gibi).

Bütün işlemlerin tersinir olduğu ideal hal değişimleri ile elde edilen işe tersinir iş adı verilir. Güç üretme sistemlerinde tersinir iş, bir sistemin ilk halden son hale geçerken yaptığı maksimum işler. Soğutma sistemlerinde tersinir iş ise belirli bir miktar soğutmayı yapabilmek için gerekli minimum iştir.

Bir sistemin hareketli sınır işinin bir kısmı civara karşı yapıldığından; sistemin ilk halden son hale geçerken yaptığı maksimum işten (tersinir iş), civara karşı yapılan iş çıkarılarak “maksimum faydalı iş” bulunur.

Verilen bir haldeki sistemin sadece çevresi ile etkileşimde bulunarak ölü hale geçmesi sonucu elde edilebilecek maksimum faydalı iş; sistemin kullanılabilir enerjisi, kullanılabilirliği veya ekserjisi denir. Bu durumda, faydalı işin maksimum olması için sistemdeki bütün işlemlerin tersinir olması gerektiği görülür.

Enerji ile kullanılabilir enerji (ekserji) arasında bazı farklar vardır:

- Enerji yok edilemez, kullanılabilir enerji ise yok edilebilir.
- Kullanılabilir enerji, sistemin bütün halleri için sıfırdan büyük veya sıfıra eşit olur.
- Kullanılabilir enerji, sistemin bulunduğu halin ölü hale göre sapmasını gösterir.
- Kullanılabilir enerji, sistemler arasında transfer edilebilir ve içlerindeki tersinmezliklerde yok edilebilir.

3.5.1 Kapalı Sistemlerde Kullanılabilir Enerji (Kullanılabilirlik)

Sadece çevresi ile ısı alışverişinde bulunan akışsız bir kapalı sistemde termodinamiğin birinci kanunu:

$$\partial Q - \partial W = dE \quad (3.6)$$

tersinir işlemlerde

$$\partial Q = T.dS \quad (3.7)$$

Buradan;

$$T.dS - \partial W = dE \quad (3.8)$$

Sistem sadece çevre ile ısı alışverişinde bulunduğundan;

$$\partial W = T_0 dS - dE \quad (3.9)$$

Yukardaki ifadede verilen halden ölü hale geçişte sağlanacak maksimum tersinir işi bulmak için integral alınır, maksimum tersinir iş:

$$W_{tr,max} = (E - E_0) - T_0 (S - S_0) \quad (3.10)$$

olarak bulunur.

Sistemin çevreye karşı yaptığı iş:

$$W_{\text{çev}} = \int p dV = p_0 \int_V^{V_0} dV = p_0 (V_0 - V) \quad (3.11)$$

Çevreye karşı yapılan iş, maksimum tersinir işten çıkarılırsa, akışsız kapalı sistemlerde kullanılabilirlik;

$$K = \underbrace{(E - E_0) - T_0 (S - S_0)}_{W_{tr,max}} - \underbrace{p_0 (V_0 - V)}_{W_{\text{çev}}} \quad (3.12)$$

şeklinde bulunur.

Özgül kütle için kullanılabilirlik:

$$k = (e - e_0) - T_0 (s - s_0) - p_0 (v_0 - v) \quad (3.13)$$

olur. Burada $e = u + V^2/2 + gz$ 'dir. Böylece (3.13) denklemi şu şekli alır:

$$k = (u - u_0) - T_0 (s - s_0) - p_0 (v_0 - v) + V^2/2 + gz \quad (3.14)$$

Kullanılabilirlik, kapalı sistemler için termodinamik bir özelliktir.

Sadece çevre ile ısı alışverişinde bulunan bir kapalı sistemde iki hal arasındaki kullanılabilir enerji değişimi ise aşağıdaki ifadeden bulunur:

$$K_2 - K_1 = (E_2 - E_1) - T_0 (S_2 - S_1) - p_0 (V_1 - V_2) \quad (3.15)$$

3.5.2 Açık Sistemlerde Kullanılabilir Enerji (Kullanılabilirlik)

Akışsız durumda maddenin kullanılabilirliği (k);

$$k = (e - e_0) - T_0 (s - s_0) - p_0 (v_0 - v) \quad (3.16)$$

Akış halindeki maddenin özgül kullanılabilirliği (k_a);

$$k_a = k + (pv - p_0 v) \quad (3.17)$$

$$k_a = (e - u_0) - T_0 (s - s_0) - p_0 (v_0 - v) + (pv - p_0 v) \quad (3.18)$$

$$k_a = (u + V^2/2 + gz - u_0) - T_0 (s - s_0) + (pv - p_0 v) \quad (3.19)$$

$h = u + pv$ ve $h_0 = u_0 + p_0 v_0$ denklemleri (3.19)'da yerine konulursa;

$$k_a = h - h_0 - T_0 (s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.20)$$

Ölü halde Gibbs fonksiyonu;

$$g_0 = u_0 + p_0 v_0 - T_0 s_0 \quad (3.21)$$

böylece;

$$k_a = h - T_0 s - g_0 + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.22)$$

olur.

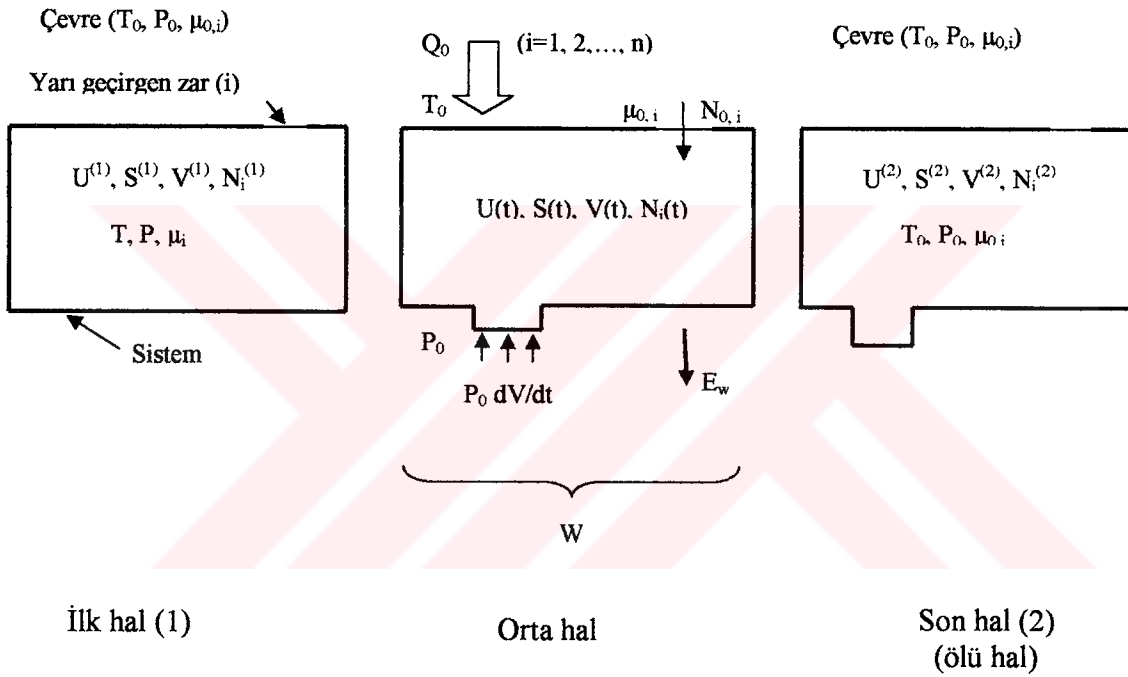
Açık sistemlerde iki hal arasındaki kullanılabilir enerji değişim ifadesi;

$$k_{a1} - k_{a2} = (h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (3.23)$$

3.6 Ekserji Analizleri

3.6.1 Akışsız Sistemler

$N_1, N_2, \dots, N_n$ 'e kadar n adet molün karmaşık karma yığını göz önünde bulunduralım. Bu yığını karma sistem olarak ele alacağız. Sistemin başlangıç denge durumunda çevrenin yerini tutan yoğunluğundan farklı olarak $(T_0, P_0, \mu_{0,1}, \mu_{0,2}, \dots, \mu_{0,n})$, sıcaklık (T), basınç (P) ve n tane kimyasal potansiyel (μ) karakterize edilir. Başka bir deyişle, bu yığın sistemi ve çevre karşılıklı olarak termal, mekanik ve kimyasal dengede değildir.



Şekil 3.3 Akışkan olmayan sistemlerin çevre ile ulaştığı termik, mekanik ve kimyasal denge

Şekil 3.3'de gösterilen başlangıç ve bitiş hali prosesleri, bizim orijinal sistemimizle çevreyi denge haline getirmek için tasarlanmıştır. Burada son halde çevre şartıyla sistem şartları arasındaki eşitliğe dikkat etmek gerekir. Aynı zamanda bütün ekstensif özelliklerin 1 halinden 2 haline değiştiğine dikkat edilmelidir. Bu özellikleri mol sayıları da kapsar N_i ($i=1, 2, \dots, n$). Bu n bileşenli değişen sayılar sistem ile çevre arasındaki yarı geçirgen zardan yayılırlar. Akışsız cihaz olmasına rağmen, 1. halden 2. hale kütle transfer etkileşimleri olduğundan sistem açık sistemdir.

Her bileşen için kütle korunumunu veren denklemler;

$$\frac{dN_i}{dt} = \dot{N}_i \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (3.24)$$

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_0 - \dot{W} + \sum_{i=1}^n \dot{N}_i \bar{h}_{0,i} \quad (3.25)$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS}{dt} - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} - \sum_{i=1}^n \dot{N}_i \bar{s}_{0,i} \geq 0 \quad (3.26)$$

Bu denklemlerde, $\bar{h}_{0,i}$ ve $\bar{s}_{0,i}$ karışımın çevre sınırından geçen i'inci bileşenin molar entalpisi ve entropisidir. Zaman içinde 1. halden 2. hale integre edilen ve bölüştürülen işe ($\dot{W}$) karşılık çevrede yapılan iş ($P_0 dV/dt$) artı kullanılabilen unsuru $\dot{E}_w$ 'yi (ekserji olarak adlandırılır) verir.

$$N_i^{(2)} - N_i^{(1)} = \int_1^2 \dot{N}_i dt \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (3.27)$$

$$U^{(2)} - U^{(1)} = Q_0 - E_w - P_0 (V^{(2)} - V^{(1)}) + \sum_{i=1}^n \bar{h}_{0,i} \int_1^2 \dot{N}_i dt \quad (3.28)$$

$$\dot{S}_{gen} = S^{(2)} - S^{(1)} - \frac{Q_0}{T_0} - \sum_{i=1}^n \bar{s}_{0,i} \int_1^2 \dot{N}_i dt \quad (3.29)$$

Q_0 'ı ihmal edip, $\int \dot{N}_i dt$ integralini çözersek;

$$\begin{aligned} E_w &= U^{(1)} - T_0 S^{(1)} + P_0 V^{(1)} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} N_i^{(1)} \\ &- \left[U^{(2)} - T_0 S^{(2)} + P_0 V^{(2)} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} N_i^{(2)} \right] - T_0 S_{gen} \end{aligned} \quad (3.30)$$

Burada $\mu_{0,i} = \bar{g}_{0,i} = \bar{h}_{0,i} - T_0 \bar{s}_{0,i}$ 'dir. Sonuç olarak, T_0 , P_0 ve $\mu_{0,i}$ gibi karışımın intensif özelliklerinin son durum halinde olduğuna dikkat edilmelidir (Şekil 3.3). Euler eşitsizliğinden, (3.30) denkleminin parantez içindeki ifadesi sıfıra gider. Yani;

$$\left[U^{(2)} - T_0 S^{(2)} + P_0 V^{(2)} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} N_i^{(2)} \right] = 0 \quad (3.31)$$

(3.30) denkleminin ilk dört terimi maksimum kullanılabilir işi göstermektedir. Çünkü, karışım ve çevre tersinir prosesin en sonunda dengeye gelir. Yani;

$$(E_w)_{rev} = U - T_0 S + P_0 V - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} N_i \quad (3.32)$$

Buradaki $(U, S, V, N_1, N_2, \dots, N_n)$ karışım sisteminin orijinal ekstensif özellikleridir.

Kapalı sistemden alınacak maksimum iş miktarı sadece termal ve mekanik eşitliklen sağlanan akızsız ekserji (Ξ) kadardır.

$$\Xi = U - U^* - T_0 (S - S^*) + P_0 (V - V^*) \quad (3.33)$$

Bu yeni rotasyonla (*) işaretlenen özellikler, sadece uygun çevresel değerlerle uygunluk gösteren basınç ve sıcaklığın karışım sisteminin sınırlandırılmış ölü haline benzetilir. Sınırlandırılmış ölü bölgedeki Euler teoremi;

$$U^* = T_0 S^* - P_0 V^* + \sum_{i=1}^n \mu_i^* N_i \quad (3.34)$$

Çevre termal, mekanik ve kimyasal olarak dengede olduğunda, sınırlandırılmış ölü bölgedeki kimyasal potansiyel $\mu_i^*(T_0, P_0)$ nihai ölü bölgedeki karışıma yakın kimyasal potansiyele $(\mu_{0,i})$ eşit olmak zorunda değildir. (3.32) denkleminde (3.34) denklemini çıkartırsak;

$$(E_w)_{rev} = U - U^* - T_0 (S - S^*) + P_0 (V - V^*) + \sum_{i=1}^n (\mu_i^* - \mu_{0,i}) N_i \quad (3.35)$$

veya (3.33) denklemine bakarsak;

$$(E_w)_{rev} = \Xi + \Xi_{ch} \quad (3.36)$$

Ξ_{ch} akızsız kimyasal ekserji olarak tanımlanır ve şu şekilde gösterilir;

$$\Xi_{ch} = \sum_{i=1}^n (\mu_i^* - \mu_{0,i}) N_i \quad (3.37)$$

Son prosesten önce ve sonra sabitleşmiş olan T_0 ve P_0 , sıcaklık ve basınç süresince akışsız sistemden alınacak maksimum iş miktarı iki bileşenden oluşur. Bunlar Ξ ile gösterilen akışsız ekserji (sınırlandırılmış ölü bölgedeki) ile Ξ_{ch} ile gösterilen kimyasal ekserjidir.

Ξ 'den Ξ_{ch} 'ı ayırırsak, orijinal sabit kütle ve sabit bileşen sistemi $(U, S, V, N_1, N_2, \dots, N_n)$ için akışsız termomekanik ekserji (akışsız fiziksel ekserji) olarak tanımlanır (Bejan vd., 1996; Moran., 1989; Kotas, 1995; Szargut vd., 1988). Dikkat etmeliyiz ki, formüle edilmiş maksimum boyutun kullanılabilir işi Ξ olarak tanımlanan sistem ve çevre, termal ve mekanik dengeye ancak ulaşabiliyor. Bu bakış altında, denklem (3.36)'da gösterilen akışsız termomekanik ve kimyasal ekserji kısaca orijinal karışım yığınının toplam ekserjisi Ξ_t olarak tanımlanır;

$$\Xi_t = \Xi + \Xi_{ch} \quad (3.38)$$

Profesör Evans'ın doktora tezi olan ekserji ve uygunluğun genelleştirilmiş kavramlarından sonra, bu eşitsizlik karışımın akışkan olmayan ekserjisi olarak tanımlanır (Evans, 1969). Sonuç olarak toplam akışkan olmayan ekserji denklem (3.32)'de tanımlanan $(E_w)_{rev}$ 'ye eşittir.

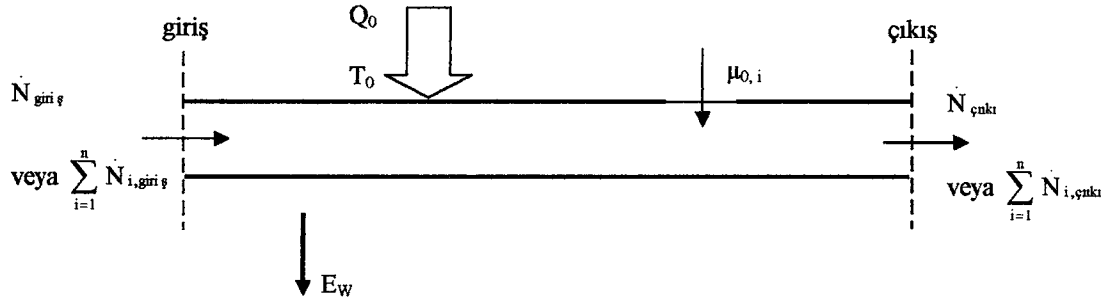
$$\Xi_t = U - T_0 S + P_0 V - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} N_i \quad (3.39)$$

3.6.2 Akışlı Sistemler

Çevre ile termal, mekanik ve kimyasal dengeye ulaşan düzgün akıştan çıkartılacak maksimum kullanılabilir gücü inceleyeceğiz. Kontrol hacmi içinde akan akışkan, $(N_1, N_2, \dots, N_n)$ olan başlangıç akışkan yığınlarına sahiptir. Şekil 3.4'de iç akışın miktarı ile molar akışkanına olan süperpozisyonu gösterilmiştir $N_{i,giriş} (i = 1, 2, \dots, n)$. Kontrol hacmi içinde, çevre ile karışım arasındaki kütle değişir. Şöyle ki, genellikle, dış akıştaki karışım farklı tanımlanır $N_{i,çıkış} (i = 1, 2, \dots, n)$. Çevre ve kontrol hacmi arasındaki i'inci yarı geçirgen zarın akış oranı, düzenli bölgede korunan her öge $(N_{i,çıkış} - N_{i,giriş})$ ile garanti edilir.

$$(i = 1, 2, \dots, n)$$

$$\dot{N}_{i,\text{çıkış}} - \dot{N}_{i,\text{giriş}}$$



İlk Hal

$$(T, P, \mu_i)_{\text{giriş}}$$

Çevre

$$(T_0, P_0, \mu_0, i)$$

Ölü Hal

$$(T_0, P_0, \mu_0, i)_{\text{çıkış}}$$

Şekil 3.4 Karışım akışının çevre ile termik, mekanik ve kimyasal dengede olduğu düzenli akış cihazı.

Kontrol hacmi için düzgün akışın termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre ifadeleri;

$$\dot{E}_W = Q_0 + \sum_{i=1}^n \left(\bar{h}_i \dot{N}_i \right)_{\text{giriş}} - \sum_{i=1}^n \left(\bar{h}_i \dot{N}_i \right)_{\text{çıkış}} + \sum_{i=1}^n \bar{h}_{0,i} \left(\dot{N}_{i,\text{çıkış}} - \dot{N}_{i,\text{giriş}} \right) \quad (3.40)$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = -\frac{Q_0}{T_0} - \sum_{i=1}^n \left(\bar{s}_i \dot{N}_i \right)_{\text{giriş}} - \sum_{i=1}^n \left(\bar{s}_i \dot{N}_i \right)_{\text{çıkış}} + \sum_{i=1}^n \bar{s}_{0,i} \left(\dot{N}_{i,\text{çıkış}} - \dot{N}_{i,\text{giriş}} \right) \quad (3.41)$$

Burada, $\dot{E}_W$ ekserji dağıtım oranı veya kontrol hacmi tarafından açık sistemmiş gibi dışarı atılan mekanik güçtür. Denklem (3.40) ve (3.41)'den Q_0 'eler ve $\left(\bar{h}_{0,i} - T_0 \bar{s}_{0,i} \right)$ yerine $\mu_{0,i}$ yazarsak denklem;

$$\begin{aligned} \dot{E}_W = \sum_{i=1}^n \left[\left(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i \right)_{\text{giriş}} - \mu_{0,i} \right] \dot{N}_{i,\text{giriş}} \\ - \sum_{i=1}^n \left[\left(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i \right)_{\text{çıkış}} - \mu_{0,i} \right] \dot{N}_{i,\text{çıkış}} - T_0 \dot{S}_{\text{gen}} \end{aligned} \quad (3.42)$$

Çevre ile termal, mekanik ve kimyasal dengede olan dışakış karışımı;

$$\left(\bar{h}_i - T_0 \bar{s}_i \right)_{\text{çıkış}} = \bar{g}_{0,i} = \mu_{0,i} \quad (3.43)$$

Buda demek oluyorki, (3.42) denklemindeki ikinci eşitlikteki bütün terimler kaybolur. Sonuç olarak, akış cihaz fonksiyonları tersinir olduğunda maksimum ekserji dağıtım oranı oluşur.

$$\left(\bar{E}_w \right)_{rev} = \bar{h} \bar{N} - T_0 \bar{s} \bar{N} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} \bar{N}_{i,giriş} \quad (3.44)$$

Burada $\bar{N}$ girişteki ölçülen toplam akış oranıdır.

$$\bar{N} = \sum_{i=1}^n \bar{N}_{i,giriş} \quad (3.45)$$

Ayrıca $\bar{h}$ ve $\bar{s}$ içerdeki karışım için toplam molar entalpi ve entropidir.

$$\bar{h} = \frac{1}{\bar{N}} \sum_{i=1}^n \bar{h}_{i,giriş} \bar{N}_{i,giriş}, \quad \bar{s} = \frac{1}{\bar{N}} \sum_{i=1}^n \bar{s}_{i,giriş} \bar{N}_{i,giriş} \quad (3.46)$$

Maksimum ekserji dağıtım oranı (3.44), her ünitenin esas toplam akış oranı için aşağıdaki gibi yazılır;

$$\frac{\left(\bar{E}_{rev} \right)}{\bar{N}} = \sum_{i=1}^n \left(\bar{h}_{i,giriş} - T_0 \bar{s}_{i,giriş} - \mu_{0,i} \right) x_i = \bar{h} - T_0 \bar{s} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} x_i \quad (3.47)$$

Burada x_i içerdeki karışımındaki i'inci bileşenin mol kesridir ve $\bar{N}_{i,giriş}/\bar{N}$ ile ifade edilir.

Denklem (3.47)'nin sağ tarafı, karışım akışının $\bar{N}$ 'sinin toplam molar akış ekserjisi $\bar{e}_t$;

$$\bar{e}_t = \bar{h} - T_0 \bar{s} - \sum_{i=1}^n \mu_{0,i} x_i \quad (3.48)$$

Buradan, her ünitenin esas toplam akış oranı için sınırlandırılmış ölü bölgeden şu sonuç çıkar;

$$\bar{e}_x = \bar{h} - \bar{h}^* - T_0 \left(\bar{s} - \bar{s}^* \right) \quad (3.49)$$

Burada, $\bar{h}^*$ ve $\bar{s}^*$ sırasıyla ölü bölgedeki toplam molar entalpi ve entropiyi ifade eder ve aşağıdaki gibi gösterilir;

$$\bar{h}^* = \sum_{i=1}^n \bar{h}_i^* x_i, \quad \bar{s}^* = \sum_{i=1}^n \bar{s}_i^* x_i \quad (3.50)$$

Denklemler (3.47) ve (3.48)'den, toplam ya da termoekonomik ve kimyasal akış ekserjisinin toplamını buluruz.

$$\bar{e}_t = \bar{e}_x + \bar{e}_{ch} \quad (3.51)$$

Burada $\bar{e}_{ch}$, sınırlandırılmış ölü bölgeden ölü bölgeye kadar olan akış değişiminin molar akış ekserjisidir ve aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\bar{e}_{ch} = \sum_{i=1}^n (\mu_i^* - \mu_{0,i}) x_i \quad (3.52)$$

Sınırlandırılmış ölü hal için Euler denklemi;

$$\bar{u}^* = T_0 \bar{s}^* - P_0 \bar{v}^* + \sum_{i=1}^n \mu_i^* x_i \quad (3.53)$$

Sonuç olarak, $\left(\bar{h}^* - T_0 \bar{s}_i^* \right)$ için kısaltılmış olan sınırlı ölü hal kimyasal potansiyellerinin μ_i^* , (3.34) denklemindeki gibi aynı anlama sahip olduğuna dikkat edilmelidir. Kimyasal akış ekserjisi $\bar{e}_{ch}$, denklem (3.37)'deki akış olmayan kimyasal ekserjinin molar kopyasına eşittir. Buradan;

$$\bar{\xi}_{ch} = \frac{\bar{E}_{ch}}{N} = \bar{e}_{ch} \quad (3.54)$$

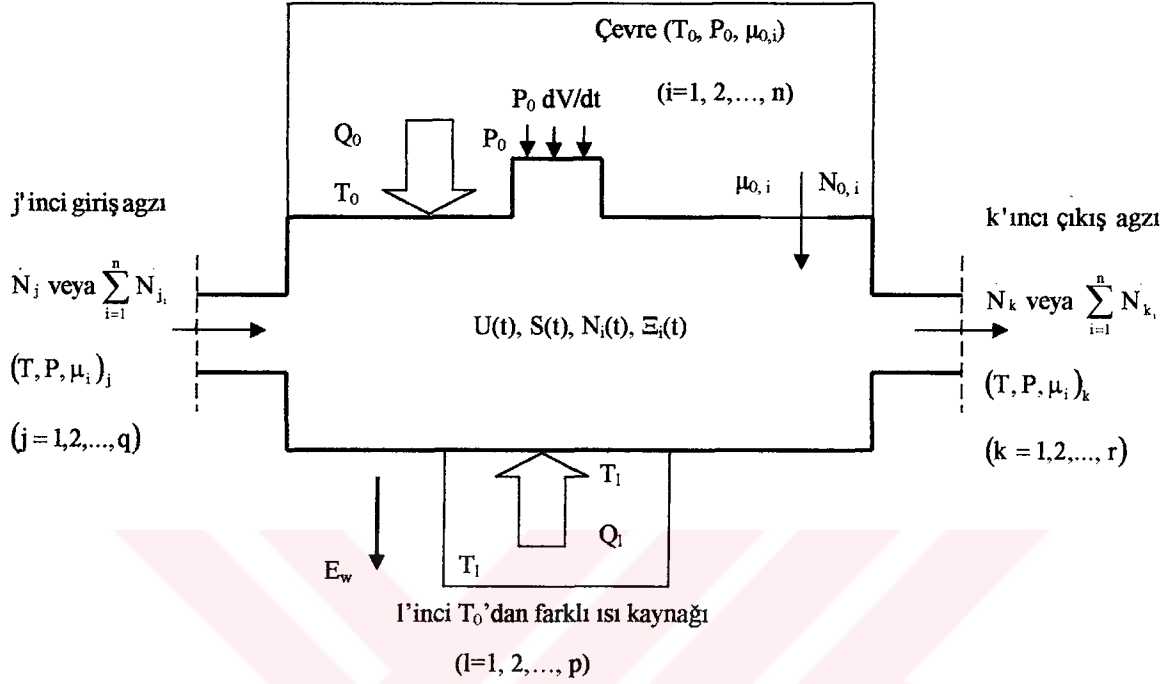
N şekil 3.3'deki akış olmayan sistemin başlangıç halindeki toplam mol sayısıdır.

3.7 Genelleştirilmiş Ekserji Analizleri

Bu bölümde bilinen ekserji analizleri genelleştirilecektir. Şekil 3.5'in birinci ve ikinci yasa analizlerini ispat etmek zor değildir.

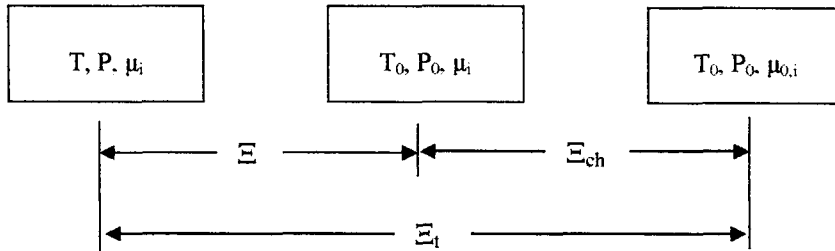
$$\dot{E}_w = -\frac{d\bar{E}_t}{dt} + \sum_{l=1}^p \left(\bar{E}_Q \right)_l + \sum_{j=1}^q \left(N \bar{e}_t \right)_j - \sum_{k=1}^r \left(N \bar{e}_t \right)_k - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (3.55)$$

Her ısı transferi etkileşimiyle ilişkilendirilmiş ekserji bundan önce tanımlanmıştır. Akış olmayan durum ve akış sonuçları (3.36) ve (3.51)'de, sıraya göre yukarıda listelenen genel sonucun iki özel durumu olarak orataya çıkar.

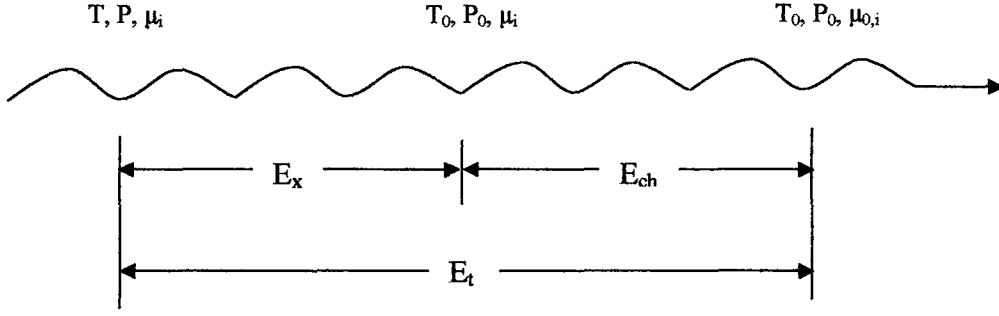


Şekil 3.5 Çevreyle ısı, iş ve kütle değişimi yapan genel açık sistem

Ekserji terminolojisinin akım çizgileştirilmesi ayrıca Lucca tarafından tartışılmıştır (Lucca, 1991). Lewins nemli hava için ölü hal durumlarında $T_0 = 25^\circ\text{C}$, $P_0 = 1\text{bar}$ ve $\phi_0 = 1$ olarak önermiştir (Lewins, 1989).



Şekil 3.6 Akışsız toplam, kimyasal ve fiziksel ekserjiler arasındaki ilişki



Şekil 3.7 Akışlı toplam, fiziksel ve kimyasal ekserjiler arasındaki ilişki

Toplam, kimyasal ve fiziksel ekserjiler arasındaki bağlantı şekil 3.6’da akış olmayan sistemler için, şekil 3.7’de akış olan sistemler için örneklerle gösterilmiştir. Her iki grafikte de işaretlemenin eğer karışım içerisinde iki veya daha fazla bileşen bulunuyorsa, yani $n \geq 2$ ise doğru olduğuna dikkat edilmelidir. Tek bileşenli kütle durumunda sadece kimyasal potansiyel T ve P ’den bağımsız olarak değişmez. Tek bileşenli bir maddenin ortam ile belirlenen ölü duruma nasıl ulaştığının bir örneği 3.8.3’de verilmiştir.

3.8 Hava Şartlandırma Uygulamaları

Bu uygulama sınıfındaki çalışma akışkanı su buharı (v) ve kuru havanın (a) iki bileşim karışımı olarak görülecek olan atmosferik havadır. Çoğu hava şartlandırma uygulamalarının amacı, nemli hava ($a + v$) karışımını içinde bulunduğu atmosferik şartlardan ayıran bir bileşim ve sıcaklık durumuna getirmektir. Bu sebeple toplam ekserji ve kimyasal ekserji, gerçek termodinamik uygulama sınıflarının değerlerini ölçmede çok önemli bir rol oynar.

3.8.1 Hava ve Su Buharı Karışımları

Nemli havanın özelliklerini tarif etmenin klasik yolu, nemli havayı tek olarak ideal gaz davranışları sergileyen iki bileşenden oluşan ideal gaz olarak görmektir. Çoğu şartlandırma hesaplarında kullanılan yaklaşık çevresel sıcaklık ve basınç değerleri için, bu iki bileşenin uygun sabitler, düşük basınç limitine ve $T \cong 300K$ değerine uyan değerlerdir (Bejan, 1986).

Kuru hava	Su buharı
$R_a = 0.287 \text{ kJ/kgK}$	$R_v = 0.461 \text{ kJ/kgK}$
$c_{p,a} = 1.003 \text{ kJ/kgK}$	$c_{p,v} = 1.872 \text{ kJ/kgK}$
$M_a = 28.97 \text{ kg/kmol}$	$M_v = 18.015 \text{ kg/kmol}$

Su buharı ve herhangi bir kuru hava durumu üç şekilde belirlenir. Örneğin, sıcaklıkla T , basınçla P ve bileşimler. İki mol kesrini belirlemedeki sonraki sabitler x_a ve x_v 'dir. Bunların toplamı 1'e eşittir.

$$x_a + x_v = 1 \quad (3.56)$$

Isıl mühendislikte kendi başına kalan bir aktivite olarak hava şartlandırma sahası ve psikometri, x_a ve x_v terimlerini bir alternatif olarak konuşmak münasebetiyle nemli hava bileşimini tarif etmek için kendi terminolojisini geliştirdi. Bir yolda özgül nem veya nem oranı olarak adlandırılan, verilen karışımda 1 kg suyun karşılığı olan su kg miktarını temsil eden kütle oranı;

$$w = \frac{m_v}{m_a} \quad (3.57)$$

Başka bir yol da, karışımdaki kuru havanın 1 molüne işaret eden suyun mol miktarını gösteren mol kesir oranı;

$$\bar{w} = \frac{x_v}{x_a} \quad (3.58)$$

w ve $\bar{w}$ arasındaki oran;

$$\bar{w} = \frac{N_v}{N_a} = \frac{m_v/M_v}{m_a/M_a} = \frac{28.97}{18.015} w = 1.608w \quad (3.58)$$

$\bar{w}$ gibi bir oran ile özel mol kesirleri arasındaki ilişki (Moran, 1989);

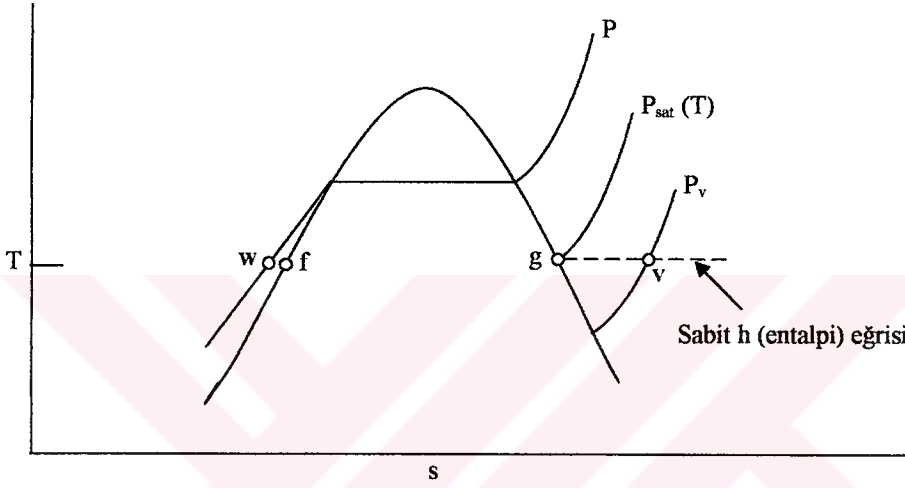
$$x_a = \frac{1}{1 + \bar{w}} \quad x_v = \frac{\bar{w}}{1 + \bar{w}} \quad (3.59)$$

Hava karışım ve su buharı bileşimi tanımlamanın alternatif bir yolu da bağıl nemliliği göstermektir;

$$\phi = \frac{x_v [\text{güncel karışımda } (T, P)]}{x_v [\text{aynı } T \text{ ve } P \text{ değerindeki doymuş karışım}]} \quad (3.60)$$

Bu tanımlama, karışımında bulunan su buharı $T - s$ diyagramına bakıldığında çok anlamlıdır. Bu diyagramdaki izobarlar su buharının sabit kısmi basıncını (P_v) gösterir. Diyagram, T sabit tutulduğunda, kısmi basıncın P ile temsil edilen tavan değerini geçmediğini göstermektedir. $P_v = P_{sat}(T)$ olduğu limitte, nemli hava karışımı doymuş olarak adlandırılır ve aşağıdaki gibi gösterilir;

$$x_v = \frac{P_v}{P} \quad (3.61)$$



Şekil 3.8 su buharı ve sıvı haldeki suyun durumunu gösteren $T - s$ diyagramı

Aynı zamanda bağıl nem aşağıdaki gibi gösterilebilir (Bejan vd., 1996);

$$\phi = \frac{P_v}{P_{sat}(t)} \quad (3.62)$$

Burada T , görülen su buharı ve kuru hava sıcaklığıdır. Nemli havadaki nem içeriğini

3.8.2 Nemli Havanın Toplam Akış Ekserjisi

Eğer (3.55) denklemini kararlı durumda bir veya daha fazla nemli hava bulunduran bir sisteme uygularsak, ihtiyacımız olan şey, her akışın toplam ekserjisini hesaplamayı sağlayan bir yoldur. Bu problemle Styrylska (1969) ve Wepfer (1979) uğraşmışlardır ve Moran (1989) tarafından özetlenmiştir. Ekserji kavramı dikkate alınan nem için bir ölü durum tanımlaması gerektirir. Şu andaki durumda, ölü hal atmosferik şartlarda T_0, P_0 ve bundan sonraki

analizlerde sabit olduğu varsayılan, verilen karışıma uyan özelliklerden (T, P, ϕ) farklı olan ϕ_0 (veya w_0 , veya $\bar{w}_0$) atmosferik şartlar tarafından belirlenir.

Nemli hava karışımının her molü için toplam akış ekserjisi (3.48) – (3.51)'den türetilir;

$$\bar{e}_t = x_a \left[\bar{h}_a - \bar{h}_a^* - T_0 \left(\bar{s}_a - \bar{s}_a^* \right) + \mu_a^* - \mu_{0,a} \right] + x_v \left[\bar{h}_v - \bar{h}_v^* - T_0 \left(\bar{s}_v - \bar{s}_v^* \right) + \mu_v^* - \mu_{0,v} \right] \quad (3.63)$$

İlk köşeli parantez içerisinde ideal gaz modelini kullanıyoruz ve * simgesinin belirttiği düşünce T_0 ve P_0 özelliklerle değerlendirilen ve çevreyle mekanik ya da ısı dengede olan her dengeye dikkat çekmektedir.

$$\bar{h}_a - \bar{h}_a^* = \bar{h}_a(T) - \bar{h}_a(T_0) = \bar{c}_{p,a}(T - T_0) \quad (3.64)$$

$$\bar{s}_a - \bar{s}_a^* = \bar{s}_a(T, p) - \bar{s}_a(T_0, P_0) = \bar{c}_{p,a} \ln \frac{T}{T_0} - \bar{R} \ln \frac{P}{P_0} \quad (3.65)$$

$$\mu_a^* - \mu_{0,a} = \mu_a^*(T_0, P_0, x_a) - \mu_{0,a}(T_0, P_0, x_{0,a}) = \bar{R} T_0 \ln \frac{x_a}{x_{0,a}} \quad (3.66)$$

(3.63) denkleminin ikinci köşeli parantezi içindekiler benzer olarak değerlendirilebilir ve bütün sonuçları beraber koyarak;

$$\begin{aligned} \bar{e}_t = & \left(x_a \bar{c}_{p,a} + x_v \bar{c}_{p,v} \right) T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R} T_0 \ln \frac{P}{P_0} \\ & + \bar{R} T_0 \left(x_a \ln \frac{x_a}{x_{0,a}} + x_v \ln \frac{x_v}{x_{0,v}} \right) \end{aligned} \quad (3.67)$$

Mühendislik hesaplamalarında bu sonucun iki değişik versiyonu daha iyi kullanılabilir. Ölü hal ve gerçek karışım bileşenini tanımlamak için mol oranları olan $\bar{w}$ ve $\bar{w}_0$ 'ı kullanarak denklem (3.67) ve (3.60)'dan (moran, 1989);

$$\begin{aligned} \bar{e}_t = & \frac{\bar{c}_{p,a} + \bar{w} \bar{c}_{p,v}}{1 + \bar{w}} T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R} T_0 \ln \frac{P}{P_0} \\ & + \bar{R} T_0 \left(\ln \frac{1 + \bar{w}_0}{1 + \bar{w}} + \frac{\bar{w}}{1 + \bar{w}} \ln \frac{\bar{w}}{\bar{w}_0} \right) \end{aligned} \quad (3.68)$$

Kuru havanın 1 kg'ı için toplam akış ekserjisini belirtmenin diğer yolu;

$$\begin{aligned} e_t = & (c_{p,a} + w c_{p,v}) T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R} T_0 \left((1 + \bar{w}) \ln \frac{1 + \bar{w}_0}{1 + \bar{w}} + \bar{w} \ln \frac{\bar{w}}{\bar{w}_0} \right) \\ & + \left[(1 + \bar{w}) \bar{R} T_0 \ln \frac{P}{P_0} \right] \end{aligned} \quad (3.69)$$

Denklem (3.67)'den denklem (3.69)'a geçmek, 1 mol karışımın karşılığı olan $M_a x_a$ kg kuru havanın ve her mol karışım için toplam akış ekserjisini sunan (3.67) denkleminin e_t miktarının gözlenmesiyle olur.

Bir kuru hava akımının toplam ekserjisi denklem (3.69)'da $\bar{w}$ ve w değerlerini sıfıra eşitleyerek kuru bir havanın akımındaki toplam akış ekserjisi için;

$$e_t = c_{p,a} T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R}_a T_0 \ln \frac{P}{P_0} + \bar{R}_a T_0 \ln (1 + \bar{w}_0) \quad (3.70)$$

Son terim kimyasal ekserji veya kuru hava akımı çevre kadar nemli olduğunda teorik olarak toplanabilen ıstır.

3.8.3 Sıvı Haldeki Suyun Toplam Akış Ekserjisi

Su buharı ve havayı içeren çoğu proseste bir veya daha fazla akıntı yoğunlaşmış su taşır (örneğin, adyabatik doyurucuya sağlanan su desteği, nem alıcının dışında damlayan yoğunlaşmış su). Sıvı haldeki suyun toplam akış ekserjisi denklem (3.70)'de soyut bir akış için yapıldığı gibi çıkarılmaz. Bunun sebebi, (3.64) ve (3.66) denklemlerinde sıvı suya uygulanamayacak

ideal gaz denklemlerinin kullanılmasıdır. Bunun yerine, tek bir bileşen madde olarak su için (3.46) eşitliğiyle (Wepfer vd., 1979);

$$\bar{e}_{t,w} = \bar{h}_w(T,P) - T_0 \bar{s}_w(T,P) - \mu_{0,w} \quad (3.71)$$

$$\mu_{0,w} = \bar{h}_0(T_0, P_{0,w}) - T_0 \bar{s}_0(T_0, P_{0,w}) \quad (3.72)$$

$P_{0,w}$ basıncı, suyun ortamdaki kısmi basıncıdır. Bundan dolayı;

$$P_{0,w} = x_{0,w} P_0 = \frac{w_0}{1 + w_0} P_0 \quad (3.73)$$

(3.71) ve (3.72) denklemlerini sadeleştirerek ve sonucu her birim kütle üzerine koyarak (örneğin, suyun her kilogramı için);

$$e_{t,w} = h_w(T,P) - h_0(T_0, P_{w,0}) - T_0 s_w(T,P) + T_0 s_0(T_0, P_{0,w}) \quad (3.74)$$

Burada;

$$h_w(T,P) \cong h_f(T) + [P - P_{sat}(T)] v_f(T) \quad (3.75)$$

$$h_0(T_0, P_{w,0}) \cong h_g(T_0) \quad (3.76)$$

$$s_w(T,P) \cong s_f(T) \quad (3.77)$$

$$s_0(T_0, P_{0,w}) \cong s_g(T_0) - R_v \ln \frac{P_{w,0}}{P_{sat}(T_0)} \quad (3.78)$$

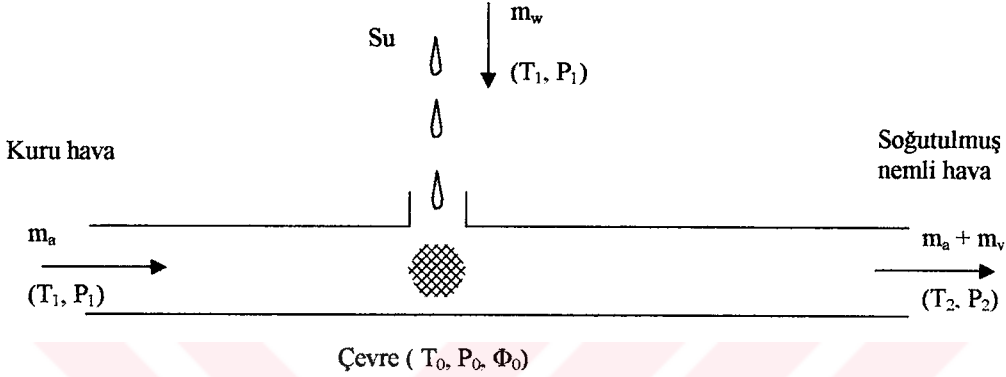
Ayrıca $P_{w,0}/P_{sat}(T_0) = \phi_0$ olduğuna dikkat ederek, denklemler (3.74) ve (3.78) kendi aralarında türetilerek;

$$e_{t,w} \cong h_f(T) - h_g(T_0) - T_0 s_f(T) + T_0 s_{gf}(T_0) + [P - P_{sat}(T)] v_f(T) - R_v T_0 \ln \phi_0 \quad (3.79)$$

İlk sırada gösterilen ürünler sıvı haldeki su akışı çevreyle ısı dengedeysen sıfır olmaktadır ($T=T_0$). İkinci sırada, ilk terim ikinci terimle karşılaştırıldığında genellikle ihmal edilir.

3.8.4 Evaporatif Soğutma Sistemleri

Şekil 3.9'da, su damlasıyla (m_w) kuru hava (m_a) akımını karıştırarak bu havanın sıcaklığını düşürmek olan bir sabit akım sistemi gösterilmektedir. (m_w) buharlaşır ve nemli hava karışımının bir parçası haline gelir. Açık olarak, suyun sabit halde korunması $m_v = m_w$ koşullarında olur.



Şekil 3.9 Adyabatik evaporatif soğutma prosesi

Bu örnekte odaklanacak iki temel nokta vardır. Birincisi, istenilen T_2 sıcaklığına gelene kadar sıcaklığı düşürmek için ne kadar su gerektiğidir. Kontrol hacmi için cevap birinci yasa yardımıyla bulunur ve aşağıdaki gibidir;

$$m_a h_a(T_1) + m_w h_w(T_1, P_1) = m_a h_a(T_2) + m_v h_v(T_2, P_{v2}) \quad (3.80)$$

$$h_a(T_1) + w h_w(T_1, P_1) = h_a(T_2) + w h_v(T_2, P_{v2}) \quad (3.81)$$

$$h_a(T_1) + w h_f(T_1) \cong h_a(T_2) + w h_g(T_2) \quad (3.82)$$

Bu sırada son akım (3.75) ve (3.76) denklemlerine bazı yaklaşımlar yapmaya dayanır. (3.75) denkleminin sağ tarafındaki ikinci terim toplamda sıfır varsayıldı. Sonunda, birini yasa analizleri çıkış havası belirli olduğunda ihtiyaç olan oranı hesaplamak için belirgin bir ilişki üretmektedir. Bu ilişki;

$$w \cong \frac{c_{p,a}(T_1 - T_2)}{h_g(T_2) - h_f(T_1)} \quad (3.83)$$

İkinci soru, evaporatif soğutma işlemi boyunca ne kadar ekserjinin kaybedildiğidir. Bunun için (3.55) denklemini kullanırız. Bu durumda, kontrol hacmi direk kullanım için hiç ekserji

ulaştıramaz $\left(\dot{E}_w = 0 \right)$. Operasyon sabittir $(d\Xi_t/dt = 0)$ ve ısı etkileşimi yoktur. Yani bütün

$\left(\dot{E}_Q \right)_t$ terimleri yoktur. Denklem (3.55)'deki terimler;

$$0 = 0 + 0 + \dot{m}_a e_{t,a} + \dot{m}_w e_{t,w} - \dot{m}_a e_t - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (3.84)$$

halini alır. Kuru havanın her kilogramı için ekserji dönüşü bundan dolayı;

$$\frac{T_0 \dot{S}_{gen}}{\dot{m}_a} = \underbrace{e_{t,a} + we_{t,w}}_{\text{Gelen toplam akış ekserjisi}} - \underbrace{e_t}_{\text{Giden toplam akış ekserjisi}} \quad (3.85)$$

Sonuç olarak, evaporatif soğutucunun ikinci yasa verimi aşağıdaki oran gibi yazılabilir;

$$\eta_{II} = \frac{\text{Giden toplam akış ekserjisi}}{\text{Gelen toplam akış ekserjisi}} = \frac{e_t}{e_{t,a} + e_{t,w}} \quad (3.86)$$

4. KLİMA SİSTEMLERİ

İnsanların kapalı bir ortamda bulunmasından dolayı veya endüstri tesislerindeki bazı süreçler nedeniyle o hacimlerde bulunan havanın özellikleri olumsuz yönde değişir. Bu ortamlarda standartlara uygun olarak konforun, yani standartlarda ön görülen belirli bir sıcaklık ve nem durumuna sahip, toz ve olumsuz etkilere arındırılmış yeterli temiz havanın bulunması gereklidir. Bunu klima sistemleri sağlar.

Klima sistemleri bir veya birkaç mahal içerisinde dış hava şartlarından ve mahal koşullarının değişiminden bağımsız olarak bir hava durumu meydana getiren ve hava durumunu devam ettirmeye yarayan havalandırma tekniklerinden yararlanan cihazlardır. Havalandırma yapılan tesislerde amaç sadece mahal havasını yenilemekten ziyade bu havanın sıcaklık ve nem derecesini istenilen şartlara getirmektir.

Klima sistemleri ayrı oda için veya ayrı oda ya da birkaç oda için tesisler olarak ikiye ayrılabilir.

4.1 Ayrı Oda İçin Cihazlar

“Ayrı oda için cihazlar” terimi, ana enerjinin (elektrik, gaz, petrol, vb.) cihaz içinde doğrudan ısıtma ya da soğutmaya dönüştürüldüğü tüm klima cihazlarını kapsar. Ayrı odaların hava koşullandırılmasında kullanılır ve genellikle bu odaların içine yerleştirilirler. Başlıca görevleri iyi bir soğutma sağlamaktır ve sınırlı ölçüde nem giderme, ısıtma ve filtreleme işlevlerini de yerine getirebilirler, ama nemlendirme sağlayamazlar. Pencere cihazlar (kompakt cihazlar, oda klimaları), klima kabinleri, fan coil cihazları ve iki bölümlü cihazlar (split) bu grubun içinde yer alırlar.

4.1.1 Pencere Cihazları

Bu cihazlar genellikle pencerenin çerçevesine takılır. Kapasite aralığı 1.2 – 10 kW’tır. Dönüş havası fan tarafından emilir ve evaporatöre geçirilir. Burada soğutulan ve bir ölçüde nemden arındırılan hava çıkış ızgarasına gelir ve daha sonra yeniden havası havası koşullandırılan odaya gönderilir. İkinci bir fan dış havayı emer ve önce kondensere ve son olarak atmosfere üfler. Bu cihazlar dar odalarda hava koşullandırma amacıyla kullanılır. Bunlar genellikle sıcak

sulu ısıtma sistemine sahip binalara yerleştirilir. Uygulama yerleri, işyeri, otel ve tek oda gibi fazla yükü olmayan ortamlardır.

4.1.2 Klima Kabinleri

Bu cihazlar, radyatör bulunmayan pencere altlarına yerleştirilir ve pencere cihazlarıyla aynı güce ve sınırlamalara sahiptir. Dönüş havası fan tarafından emilir ve evaporatöre geçirilir. Burada soğutulan ve bir ölçüde nemden arındırılan hava çıkış ızgarasına gelir ve daha sonra yeniden havası koşullandırılan odaya gönderilir. İkinci bir fan dış havayı emer ve önce kondensere ve son olarak atmosfere üfler. Klima kabinleri dar odalarda hava koşullandırma amacıyla kullanılır. Bunlar genellikle sıcak sulu ısıtma sistemine sahip binalara yerleştirilir. Uygulama yerleri, işyeri, otel ve tek oda gibi fazla yükü olmayan ortamlardır.

4.1.3 Fan Coil Sistemleri

Fan coil sistemleri, ısıtma ve havalandırma amacıyla kullanılabilir. Bu sistemler sulu sistemlerdir. Bir merkezde hazırlanan sıcak ve soğuk su şartlandırılacak hacimdeki fan coillerde dolaştırılır. Yaz mevsiminde serpantinlerden soğuk su geçirilerek sirküle edilen hava soğutulur, termostat bağlantısı ile yaz ve kış bulunduğu ortamın sıcaklığını istenilen seviyede tutar. Sistem otellerde, motellerde, hastanelerde ve alçak tavanlı ofis binalarının ısıtma ve soğutmasında kullanılır. Üniteler cam önüne konulabildiği gibi dolapların üzerine, asma tavan içine veya döşeme içine konulabilir. Fan coil sistemleri 2 veya 4 borulu olmak üzere iki biçimde uygulanır.

2 borulu sistemlerde, odadaki her bir fan coile besleme ve dönüş olarak iki boru ulaşır. Bu borulardan fan coiller kışın sıcak su geçirilerek ısıtma sağlanır. Yazın ise merkezi olarak soğuk su pompalanır. Dolayısıyla 2 borulu fan coil sistemlerinde ara mevsimlerde konfor eksikliği vardır.

4 borulu sistemlerde, terminal ünitelerde genelde biri soğutucu diğeri ısıtıcı olmak üzere iki adet serpantin vardır. Primer, taze hava bütün yıl sabit sıcaklıkta kalacak şekilde bir santralde hazırlanarak kanallarla odalara beslenir. Eğer bazı odalar ısıtılırken bazıları da soğutulmak isteniyorsa 4 borulu fan coil sistemleri kullanılmalıdır.

4.1.4 İki Bölümlü Cihazlar (Split Üniteler)

“iki bölümlü cihaz” terimi, bir soğutma (bir kompresör ve bir kondenserden oluşur) ve bir havalandırma (bir fan ve bir evaporatörden oluşur) bölümünden oluşan klima cihazlarıdır. Soğutma bölümü, genellikle hava soğutmalı bir kompakt kondenser ünitesidir. Havalandırma bölümü fan coilli, monoblok klima ünitesi olabilir. Pencere cihazlarına benzemekle birlikte, ısıtma ve soğutma bölümleri ayrı olduğundan fan iki ayrı ünite bir aradadır.

4.2 Ayrı ya da Birkac Oda İçin Tesisler

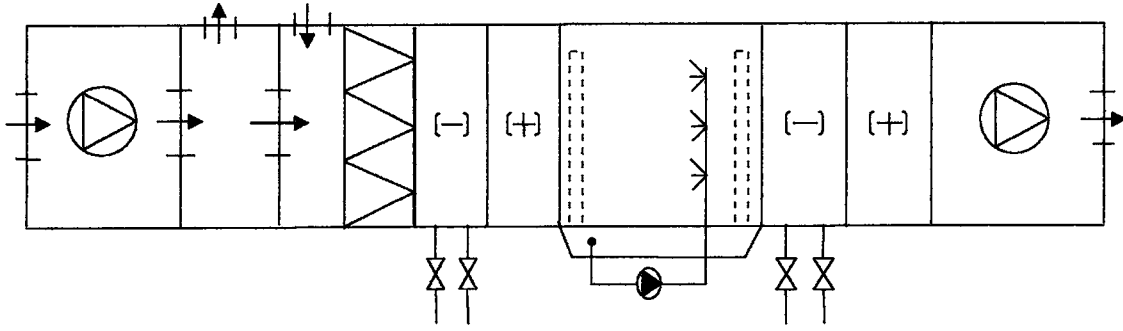
“Tesis” terimi, ana enerjinin tümüyle klima ünitesi içinde dönüştürülemediği, soğutma ya da ısıtmanın ünite dışında gerçekleştirildiği yerleştirme uygulamaları için kullanılır. Burada yerleştirme işlemi bir tesis gerektirir. Bu durumda cihazlar odalara yerleştirilmekten çok, bir kanal ağına bağlanır. Tesisin, soğutma, ısıtma, nemden arındırma, nemlendirme ve filtreleme parçaları vardır. Çatı cihazları ve klima santralleri (monoblok cihazlar) bu grup içinde ele alınır.

4.2.1 Çatı Cihazları

Dışarıya yerleştirildiği için kasasının çok dayanıklı olması gereklidir. Çatı cihazları genellikle hava soğutmalı kondenserle donatılır. Soğutma güçleri 15-180 kW arasında değişir. Evaporatör tarafındaki vantilatörün gücü, bir kanal ağına yetecek statik basıncı sağlayacak büyüklükte olmalıdır. Cihaza elektrikli, sıcak sulu veya gazla yanan hava ısıtıcıları takılabilir. Dış hava ve dönüş havası fan tarafından emilerek belli oranda karıştırılır ve filtreden geçirilir. Filtrede zararlı partiküllerden temizlenir. Bu hava evaporatörden geçirilerek soğutulur. İkinci bir fan dış havayı emer önce kondensöre ve son olarak da atmosfere üfler. Hava kanalları genellikle çatıya yerleştirilir ve böylece bina içinde alan kazanılmış olur. Ama bu durumda kanarların su geçirmez hale getirilmesi ve yalıtılması gereklidir. Çatı cihazları daha çok düz çatılı ve tek katlı süpermarketler, fabrikalar ve işyeri binaları için kullanılır.

4.2.2 Klima Santralleri (Monoblok Cihazlar)

Klima santrallerinde, havanın temizlenmesini, harekete geçirilmesini, ısıtılıp soğutulmasını, nemlendirilmesini ve neminin alınmasını sağlayan ve hava karakteristiklerini otomatik bir şekilde sabit tutmaya yarayan ekipmanlar bulunmaktadır (Şekil 4.1).



1. Aspiratör	5. Ön ısıtıcı – ön soğutucu
2. Egzost hücresi	6. Nemlendirme hücresi
3. Karışım hücresi	7. Isıtıcı-soğutucu
4. Filtre	8. Vantilatör

Şekil 4.1 – Tipik bir klima santralinin şematik görünümü

Enerji dönüşümü her zaman cihazın dışında gerçekleşir. Dış hava aspiratör hücresi tarafından emilir ve egzost hücresine gönderilir. Egzost hücresinde istenilen kadar dış hava alınıp karışım hücresine gönderilir. Geri kalan hava atmosfere bırakılır. Karışım hücresinde gelen dış hava ile şartlandırılmış hava istenilen oranda karıştırıldıktan sonra, filtre hücresine gönderilir. Filtre hücresinden zararlı partiküllerden arındırılan hava eğer gerekli ise ön ısıtıcı ve ön soğutucu hücresinden geçerek nemlendirici hücresine gelir. Nemlendirici hücre, sadece kışın kullanılır. Gelen karışım havasının nemi giderilerek ısıtıcı-soğutucu hücresine gönderilir. Burada şartlandırılan karışım havası, vantilatör tarafından çekilerek ısıtılmak veya soğutulmak istenen mahale gönderilir. Oldukça esnek olan klima santralleri her türlü klima tesisinde kullanılabilir.

5. EKSERJİ ANALİZİ KONUSUNDAKİ LİTERATÜR ARASTIRMASI

Ekserji analizleri termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları uygulanarak yapılır. Değişik soğutma sistemlerine uygulanırken bu kanunlardan birinden veya ikisinden yararlanılarak hesaplama yapılır.

Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarını kullanarak analiz yapılan konular şunlardır:

- Deneysel bir açık çevrim kurutucu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizleri (Kanoğlu vd., 2004)
- HVAC'ta ekserji analizleri ve evaporatif soğutma projelerinin değerlendirilmesi (Changengqin vd., 2002)
- Küçük boyutlu merkezi hava şartlandırıcısının termoeconomik optimizasyonu (Zhang vd., 2003)
- Tek etkili Su/LiBr buhar soğurmalı soğutma sisteminin termoeconomik analizi (Misra vd., 2003)
- Buhar kurutucu bir hava şartlandırma sisteminin termoeconomik analizi (Camargo vd., 2003)

Termodinamiğin sadece ikinci yasası kullanılarak analiz yapılan konu:

- Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde ekserji analizleri (Yumrutaş vd., 2002)

6. TERMOEKONOMİK ÇÖZÜMLEME YÖNTEMİ

Termoekonomik çözümleme yöntemi iki adımda gerçekleşir. Bu adımlar, ekserji analiz ve exergoekonomik analizdir. Birinci adımda termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları kullanılır. Kullanılan bu yasalarla ele alınan sistemde, tersinmezlikler nedeniyle kaybolan ekserji miktarları ve yerleri belirlenir. Ekserji bir sistemin çevre haline gelirken yapabileceği en fazla yararlı iştir [1]. Enerjinin tersine ekserji korunmaz. Ekserjinin verim kaybının gerçek ölçüsü proseste kaybolan ekserji miktarı ve yeridir.

Kuru havanın ekserjisi genel olarak denklem (3.69)'da gösterildiği gibidir.

$$e_t = (c_{p,a} + w c_{p,v}) T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + \bar{R} T_0 \left(\left(1 + \bar{w} \right) \ln \frac{1 + \bar{w}_0}{1 + \bar{w}} + \bar{w} \ln \frac{\bar{w}}{\bar{w}_0} \right) + \left[\left(1 + \bar{w} \right) \bar{R} T_0 \ln \frac{P}{P_0} \right] \quad (6.1)$$

Saf maddenin fiziksel ekserjisi ise genel olarak;

$$e = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (6.2)$$

şeklinde verilir (Çengel vd., 1996). Burada h_0 ve s_0 bir madde akımının ısı kaynağı olarak kabul edilen T_0 sıcaklığındaki entalpi ve entropi değerleridir.

Toplam ekserji akısı;

$$E = m \times e \quad (6.3)$$

İkinci adımda sistemin ekonomik olarak incelemesi yapılır. Parasal giderler için aşağıdaki eşitlikler yazılabilir (Bejan vd., 1996).

Bir değere getirilmiş düzeltme faktörü k ;

$$k = \frac{1 + r_n}{1 + i_{eff}} \quad (6.4)$$

Anapara geri kazanım faktörü CRF;

$$CRF = \frac{i_{eff}(1+i_{eff})^n}{(1+i_{eff})^n - 1} \quad (6.5)$$

Eskalasyon düzeltme faktörü CELF;

$$CELLF = \frac{k(1-k^n)}{1-k} CRF \quad (6.6)$$

Bir değere getirilme faktörü M;

$$M = \frac{CELLF}{1+r_i} \quad (6.7)$$

Bir değere getirilmiş parasal gider Z;

$$Z = (Z_{yat} + Z_{iş})M \quad (6.8)$$

Çevresiyle ısı, iş veya madde alışverişinde bulunan sistemlerde yok edilen ekserji verim kaybına yol açar. Bu kaybın parasal olarak ne kadar olacağını bulmalıyız.

Ekserji akısının fiyatı C, birim ekserji fiyatı ile ekserji akısının çarpımıdır.

$$C = c \times E = c \times m \times e \quad (6.9)$$

Herhangi bir komponent için maliyet denge denklemi;

$$\sum C_{\text{çıkış}} + C_w = C_q + \sum C_{\text{giriş}} + Z_{\text{giriş}} \quad (6.10)$$

yazılabilir (Bejan vd., 1996).

Sistemin herhangi bir elemanı için birim zamanda yok edilen ekserji miktarı E_k ;

$$E_k = E_{\text{giriş}} - E_{\text{çıkış}} \quad (6.11)$$

$$E_k = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) Q - W + \sum_{\text{giriş}} m_{\text{giriş}} e_{\text{giriş}} - \sum_{\text{çıkış}} m_{\text{çıkış}} e_{\text{çıkış}} \quad (6.12)$$

Ayrıca E_k ;

$$E_k = E_D + E_L \quad (6.13)$$

şeklinde ifade edilir. Burada E_L sıcaklık kaybı olan elemandaki kayıp ekserji akısını, E_D tersinmezlikler nedeniyle tüketilen ve başka hiçbir yerde kullanılmayan tahrip olan ekserjiyi ifade eder. E_D üniteye giren ekserjinin çıkan ekserjiye olan farkıdır. E_L ise üniteadaki kütleli debinin ekserji akısıyla çarpımıdır.

$$E_D = E_{giriş} - E_{çıkış} \quad (6.14)$$

$$E_L = m \times e \quad (6.15)$$

Tahrip olan ve kayıp ekserji akısının fiyatları sırasıyla C_D ve C_L ;

$$C_D = c_D \times E_D \quad (6.16)$$

$$C_L = c_L \times E_L \quad (6.17)$$

şeklinde ifade edilir. Burada c_D tahrip olan ekserjinin birim ekserji fiyatını, c_L ise kayıp ekserjinin birim ekserji fiyatını ifade eder.

Tahrip olan ekserji (E_D) genellikle sistemin bütün ünitelerinde bulunur. Diğer tarafta, kayıp ekserji (E_L) sadece sıcaklığın değiştiği ünitelerde bulunur. Tahrip olan ekserjinin oranı y_D ve kayıp ekserji oranı y_L bu değerler yardımıyla hesaplanır.

$$y_D = \frac{E_D}{E_k} \quad (6.18)$$

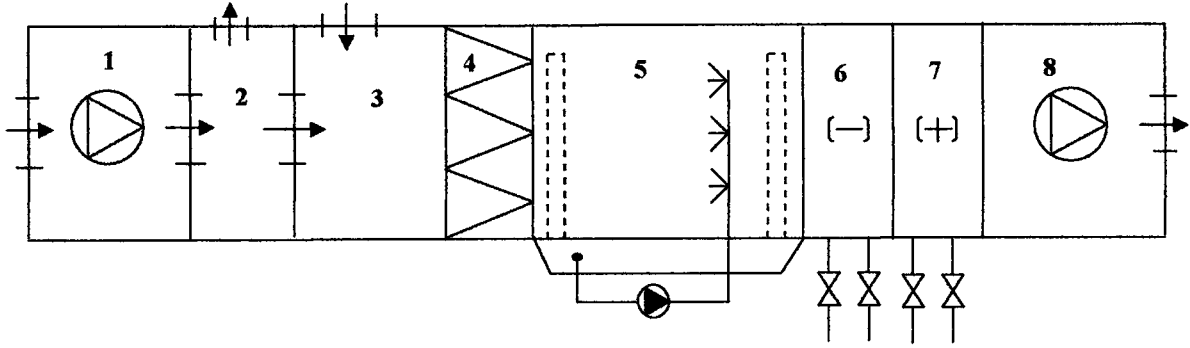
$$y_L = \frac{E_L}{E_k} \quad (6.19)$$

Parasal giderler iki grup altında toplanabilir. Birincisi, ekserji harici (yatırım, işletme, bakım onarım) masrafları, ikincisi ise yok edilen ekserjinin parasal gideridir. Bir üniteyi değerlendirirken bunlardan hangisinin daha ağırlıklı olduğunu bilmek, o ünitenin iyileştirilebilmesi için nereye odaklanılması gerektiğini gösterir. Bu değerlendirme kriteri termoekonomik (exergoekonomik) faktördür. f ile gösterilir ve aşağıdaki gibi tanımlanır (Bejan vd., 1996);

$$f = \frac{Z}{Z + c_F(E_D + E_L)} \quad (6.20)$$

Termoekonomik faktörün nispeten büyük değerleri, ele alınan ünitenin parasal giderlerinin ağırlıklı olarak yatırım, işletme masraflarından kaynaklandığını gösterir. Ünitenin veriminin yükseltilmeye çalışılması pek de gerçekçi olmayacaktır. Küçük f değerleri ise bunun tersini gösterir. Yatırım ve işletme masraflarını arttırmak pahasına da olsa yüksek verimli ekipmanlar seçilmelidir.

7. BİR KLİMA SANTRALİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ (Yaz İşletmesi İçin)



Şekil 7.1 Klima santralinin şematik gösterimi

Termoekonomik analizi yapılacak klima santrali sekiz üniteden oluşmaktadır. Bu üniteler aspiratör ünitesi (1), egzost ünitesi (2), karışım ünitesi (3), filtre ünitesi (4), nemlendirici ünitesi (5), ısıtıcı ünitesi (6), soğutucu ünitesi (7) ve vantilatör hücresidir. Ayrıca soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışında R134a soğutma sisteminden yararlanılır.

Klima santrali bir sinema salonunun havasını şartlandırır. Sinema salonunun hacmi 500m^3 'tür ve kapasitesi 250 kişidir. Filtre v tipi, ısıtıcı ve soğutucu bataryalar beş borulu seçildi. Hacimsel ve kütleli debi bütün klima santrali boyunca sabit kabul edilmiştir. Egzost hücresinde 40 Pa, karışım hücresinde 40 Pa, filtre hücresinde 50Pa, nemlendirici hücresinde 110 Pa, ısıtıcı hücresinde 80 Pa ve soğutucu hücresinde 110 Pa basınç düşüşü kabul edilmiştir. Aspiratörde 2 kW'lık bir elektrik motoru, nemlendiricide 2 kW'lık bir pompa, vantilatörde 5 kW'lık bir pompa ve ısıtıcı ve soğutucu sistemin aldığı dış hava - iç hava oranına göre değişen kapasitelerdedirler.

Klima santraline alınan dış hava - iç hava oranına göre yaz işletmesi ve kış işletmesi için termoekonomik analizler yapacağız.

7.1 %25 Dış Hava - %75 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

7.1.1 Ekserji Analizi

Sinema salonu : $15(\text{m}) \times 10(\text{m}) \times 3,5(\text{m}) = 500 \text{ m}^3$

Kişi sayısı : 250 kişi

Yaz ısı kazancı

Duyulur ısı yükü : $Q_d = 40000 \text{ kcal/h}$

Gizli ısı yükü : $Q_g = 10000 \text{ kcal/h}$

Toplam ısı yükü : $Q_t = 50000 \text{ kcal/h}$

Kanallar ısı kazancı : $Q'_k = 6500 \text{ kcal/h}$

Dış hava şartları

Yaz : $t_1 = 33 \text{ }^\circ\text{C KT}$ $t_1' = 25 \text{ }^\circ\text{C YT}$

İç hava şartları

Yaz : $t_2 = 26 \text{ }^\circ\text{C KT}$ $\phi = \%50$

Dış hava debisi : Kişi başına dış hava miktarı $15 \text{ m}^3/\text{h}$

$$V_d = 250 \times 15 (\text{m}^3/\text{h}) = 3750 \text{ m}^3/\text{h}$$

Toplam hava debisi : İç hava ve üfleme havası arasında $t_2 - t_5 = 9 \text{ }^\circ\text{C KT}$ sıcaklık farkı kabul edildi.

$$V_t = \frac{Q_d}{\gamma \times c \times (t_2 - t_5)} = \frac{40000}{1.22 \times 0.24 \times 9} = 15000 \text{ m}^3/\text{h}$$

Yaz karışım havası : %25 dış hava - %75 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 27.8 \text{ }^\circ\text{C KT} \quad t_3' = 20.5 \text{ }^\circ\text{C YT} \quad h_3 = 59 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Duyulur ısı oranı : } \frac{Q_d}{Q_t} = \frac{40000}{50000} = 0.8$$

Üfleme havası : $t_2 - t_5 = 9 \text{ }^\circ\text{C}$

$$26 - t_5 = 9 \text{ }^{\circ}\text{C} \Rightarrow t_5 = 17 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_5' = 14.8 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_5 = 40.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Cihaz çıkış havası : } t_5 - t_4 = \frac{Q_k'}{\gamma \times c \times V_t} = \frac{6500}{1.22 \times 0.24 \times 15000} = 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_4 = 16 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_4' = 14 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_4 = 39.3 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Soğutma kapasitesi : } Q_s = V_t \times \gamma \times (h_3 - h_4)$$

$$Q_s = 15000 \times 1.22 \times (59 - 39.3) = 360510 \text{ kJ/kg} = 86250 \text{ kcal/kg}$$

Soğutma kapasitesi 90000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 75kW olan soğutucu seçildi.

$$\text{Toplam kütleli hava debisi : } \rho = \frac{m}{v} \Rightarrow m = \rho \times v$$

$$m = 1/0.87(\text{kg/m}^3) \times 15000(\text{m}^3/\text{h})$$

$$m = 17250 \text{ kg/h} = 4.8 \text{ kg/s}$$

$$\text{Suyun kütleli debisi : } m \times \Delta h = m_{\text{su}} \times c_{\text{su}} \times \Delta t$$

$$17250(\text{kg/h}) \times (59 - 40.9)(\text{kJ/kg}) = m_{\text{su}} \times 4.18(\text{kJ/kgK}) \times (12 - 7)(\text{K})$$

$$m_{\text{su}} = 15000 \text{ kg/h} = 4.15 \text{ kg/s}$$

Çizelge 7.1 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%25 dış hava - %75 iç hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg _s /kg _h)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
33	0.032674	76.5	0.2887
26	0.021448	53.2	0.1927
27.8	0.02394	59	0.2142
17	0.012178	40.9	0.1119
16	0.011413	39.3	0.1051

Şekil 7.2’de ele aldığımız klima santralinin işleyişinin şematik şekli gösterilmiştir. Bu klima santrali üzerinde belirlediğimiz noktaların ekserji kayıplarını hesaplayacağız.

Buradan, (6.1) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned}
 e_1 &= 306 \left\{ (1.0053 + 0.032674 \times 1.9228) \left(\frac{306}{306} - 1 - \ln \frac{306}{306} \right) \right\} \\
 &\quad + 0.287 \times 306 \left\{ (1 + 0.05253) \ln \left(\frac{1 + 0.032674}{1 + 0.05253} \right) + 0.05253 \ln \frac{0.05253}{0.032674} \right\} \\
 &\quad + 0.287 \times 306 \left\{ (1 + 0.05253) \ln \frac{101.325}{101.325} \right\} \\
 e_1 &= 306(1.0682 \times 0) + 87.822 [(-0.020046) + 0.024941] + 87.822 [1.05253 \times 0] \\
 e_1 &= 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}
 \end{aligned}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşıır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşıır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel zellikleri;

$T_o = 306 \text{ }^\circ\text{K}$	$P_o = 101.325 \text{ kPa}$
$T_3 = 33 + 273 = 306 \text{ }^\circ\text{K}$	$P_3 = 101.285 \text{ kPa}$
$w_3 = 0.032674$	$R_a = 0.287 \text{ kJ/kgK}$
$\tilde{w}_3 = 0.05253$	$c_{pv_3} = 1.9228 \text{ kJ/kgK}$
$\tilde{w}_3^o = 0.03274$	$c_{pa_3} = 1.00536 \text{ kJ/kgK}$

Buradan, (6.1) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned}
e_3 &= 306 \left\{ \left(1.0053 + 0.032674 \times 1.9228 \right) \left(\frac{306}{306} - 1 - \ln \frac{306}{306} \right) \right\} \\
&+ 0.287 \times 306 \left\{ \left(1 + 0.05253 \right) \ln \left(\frac{1 + 0.032674}{1 + 0.05253} \right) + 0.05253 \ln \frac{0.05253}{0.032674} \right\} \\
&+ 0.287 \times 306 \left\{ \left(1 + 0.05253 \right) \ln \frac{101.855}{101.325} \right\} \\
e_3 &= 306(1.0682 \times 0) + 87.822 \left[(-0.020046) + 0.024941 \right] + 87.822 \left[1.05253 \times (-3.95 \cdot 10^{-4}) \right]
\end{aligned}$$

$$e_3 = 0.43 - 0.0365$$

$$e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücresinden karışım hücresine giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücresine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$T_o = 306 \text{ }^\circ\text{K}$	$P_o = 101.325 \text{ kPa}$
$T_5 = 26 + 273 = 306 \text{ }^\circ\text{K}$	$P_5 = 101.085 \text{ kPa}$
$w_5 = 0.021448$	$R_a = 0.287 \text{ kJ/kgK}$
$\tilde{w}_5 = 0.0345$	$c_{pv,5} = 1.9228 \text{ kJ/kgK}$
$\tilde{w}_5^o = 0.032674$	$c_{pa,5} = 1.005 \text{ kJ/kgK}$

Buradan, (6.1) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned}
 e_s &= 306 \left\{ \left(1.005 + 0.021448 \times 1.9228 \right) \left(\frac{299}{306} - 1 - \ln \frac{299}{306} \right) \right\} \\
 &\quad + 0.287 \times 306 \left\{ \left(1 + 0.0345 \right) \ln \left(\frac{1 + 0.032674}{1 + 0.0345} \right) + 0.0345 \ln \frac{0.0345}{0.032674} \right\} \\
 &\quad + 0.287 \times 306 \left\{ \left(1 + 0.0345 \right) \ln \frac{101.085}{101.325} \right\}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 e_s &= 306 \left(1.04624 \times 2.657 \cdot 10^{-4} \right) + 87.822 \left[\left(-0.0018276 \right) + 0.0018761 \right] \\
 &\quad + 87.822 \left[1.0345 \times \left(-2.3714 \cdot 10^{-3} \right) \right]
 \end{aligned}$$

$$e_s = 0.0851 + 0.00426 - 0.21544$$

$e_s = -0.1261 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücreinde %25 dış hava ile %75 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$T_o = 306 \text{ }^\circ\text{K}$	$P_o = 101.325 \text{ kPa}$
$T_6 = 27.8 + 273 = 300.8 \text{ }^\circ\text{K}$	$P_6 = 101.245 \text{ kPa}$
$w_6 = 0.02394$	$R_a = 0.287 \text{ kJ/kgK}$
$\tilde{w}_6 = 0.038488$	$c_{pv_6} = 1.9228 \text{ kJ/kgK}$
$\tilde{w}_6^o = 0.032674$	$c_{pa_6} = 1.005 \text{ kJ/kgK}$

Buradan, (6.1) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned}
 e_6 &= 306 \left\{ \left(1.005 + 0.2394 \times 1.9228 \right) \left(\frac{300.8}{306} - 1 - \ln \frac{300.8}{306} \right) \right\} \\
 &\quad + 0.287 \times 306 \left\{ \left(1 + 0.038488 \right) \ln \left(\frac{1 + 0.032674}{1 + 0.038488} \right) + 0.038488 \ln \frac{0.038488}{0.032674} \right\} \\
 &\quad + 0.287 \times 306 \left\{ \left(1 + 0.038488 \right) \ln \frac{101.245}{101.325} \right\}
 \end{aligned}$$

$$e_6 = 306(1.051032 \times 1.46 \cdot 10^{-4}) + 87.822[(-0.00583) + 0.0063031] \\ + 87.822[1.038488 \times (-7.8985 \cdot 10^{-4})]$$

$$e_6 = 0.047 + 0.04155 - 0.072036$$

$$e_6 = 0.016514 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0,016514 \text{ kJ/kg}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kpa'lık bir basınç kaybı vardır. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıninkiyle aynıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_o = 306 \text{ °K}$$

$$P_o = 101.325 \text{ kPa}$$

$$T_8 = 27.8 + 273 = 300.8 \text{ °K}$$

$$P_8 = 101.195 \text{ kPa}$$

$$w_8 = 0.02394$$

$$R_a = 0.287 \text{ kJ/kgK}$$

$$\tilde{w}_8 = 0.038488$$

$$c_{pv_8} = 1,228 \text{ kJ/kgK}$$

$$\tilde{w}_8^o = 0.03274$$

$$c_{pa_8} = 1.005 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan, (6.1) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$e_8 = 306 \left\{ (1.005 + 0.2394 \times 1.9228) \left(\frac{300.8}{306} - 1 - \ln \frac{300.8}{306} \right) \right\} \\ + 0.287 \times 306 \left\{ (1 + 0.038488) \ln \left(\frac{1 + 0.032674}{1 + 0.038488} \right) + 0.038488 \ln \frac{0.038488}{0.032674} \right\} \\ + 0.287 \times 306 \left\{ (1 + 0.038488) \ln \frac{101.195}{101.325} \right\}$$

$$e_8 = 306(1.051032 \times 1.46 \cdot 10^{-4}) + 87.822 \left[(-0.00583) + 0.0063031 \right] \\ + 87.822 \left[1.038488 \times (-1.284 \cdot 10^{-3}) \right]$$

$$e_8 = 0.047 + 0.04155 - 0.1171035$$

$$e_8 = -0.02855 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, filtreden çıkan havanın soğutucuya girdiği noktadır. Bütün fiziksel özellikleri sekiz noktası ile aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_9 = e_8 = -0.02855 \text{ kJ/kg}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta soğutucudan çıkış noktasıdır. 5 borulu soğutucu kullanıldığından 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$T_o = 306 \text{ }^\circ\text{K}$	$P_o = 101.325 \text{ kPa}$
$T_{10} = 17 + 273 = 290 \text{ }^\circ\text{K}$	$P_{10} = 101.085 \text{ kPa}$
$w_{10} = 0.012178$	$R_a = 0.287 \text{ kJ/kgK}$
$\tilde{w}_{10} = 0.01958$	$c_{pv10} = 1.9228 \text{ kJ/kgK}$
$\tilde{w}_{10}^\circ = 0.032674$	$c_{pa10} = 1.0045 \text{ kJ/kgK}$

Buradan, (6.1) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$e_{10} = 306 \left\{ (1.0045 + 0.012178 \times 1.9228) \left[\frac{290}{306} - 1 - \ln \frac{290}{306} \right] \right\} \\ + 0.287 \times 306 \left\{ (1 + 0.01958) \ln \left[\frac{1 + 0.032674}{1 + 0.01958} \right] + 0.01958 \ln \frac{0.01958}{0.032674} \right\} \\ + 0.287 \times 306 \left\{ (1 + 0.01958) \ln \frac{101.085}{101.325} \right\}$$

$$e_{10} = 306(1.028 \times 1.417 \cdot 10^{-3}) + 87.822[0.01301 + (-0.01003)] \\ + 87.822[1.01958 \times (-2.37142 \cdot 10^{-3})]$$

$$e_{10} = 0.4457 + 0.26171 - 0.21234$$

$$e_{10} = 0.4951 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_o = 306 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_o = 101.325 \text{ kPa}$$

$$T_{11} = 16 + 273 = 289 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_{11} = 101.085 \text{ kPa}$$

$$w_{11} = 0.011413$$

$$R_a = 0.287 \text{ kJ/kgK}$$

$$\tilde{w}_{11} = 0.01835$$

$$c_{pv_{11}} = 1.9228 \text{ kJ/kgK}$$

$$\tilde{w}_{11}^o = 0.03274$$

$$c_{pa_{11}} = 1.0045 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan, (6.1) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$e_{11} = 306 \left\{ (1.0045 + 0.011413 \times 1.9228) \left(\frac{289}{306} - 1 - \ln \frac{289}{306} \right) \right\} \\ + 0.287 \times 306 \left\{ (1 + 0.01835) \ln \left(\frac{1 + 0.032674}{1 + 0.01835} \right) + 0.01835 \ln \frac{0.01835}{0.032674} \right\} \\ + 0.287 \times 306 \left\{ (1 + 0.01835) \ln \frac{101.085}{101.325} \right\}$$

$$e_{11} = 306(1.026445 \times 1.603 \cdot 10^{-3}) + 87.822 \cdot 0.0142242 + (-0.010587) \\ + 87.822 \cdot 1.01835 \times (-2.37142 \cdot 10^{-3})$$

$$e_{11} = 0.5035 + 0.32 - 0.2121$$

$$e_{11} = 0.6114 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned} T_o &= 306 \text{ °K} & T_{12} &= 7+273 = 280 \text{ °K} \\ h_o &= 76.5 \text{ kJ/kg} & h_{12} &= 2483.98 \text{ kJ/kg} \\ s_o &= 0.2887 \text{ kJ/kgK} & s_{12} &= 8.8675 \text{ kJ/kgK} \\ & & P_{12} &= 1.04148 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Buradan, (6.2) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned} e_{12} &= (h_{12} - h_o) - T_o(s_{12} - s_o) \\ e_{12} &= (2483.98 - 76.5) - 306(8.8675 - 0.2887) \\ e_{12} &= -217.633 \text{ kJ/kg olarak bulunur.} \end{aligned}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned} T_o &= 306 \text{ °K} & T_{13} &= 12+273 = 285 \text{ °K} \\ h_o &= 76.5 \text{ kJ/kg} & h_{13} &= 2472.88 \text{ kJ/kg} \\ s_o &= 0.2887 \text{ kJ/kgK} & s_{13} &= 8.6705 \text{ kJ/kgK} \\ & & P_{13} &= 1.4026 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Buradan, (6.2) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned} e_{13} &= (h_{13} - h_o) - T_o(s_{13} - s_o) \\ e_{13} &= (2472.88 - 76.5) - 306(8.6705 - 0.2887) \\ e_{13} &= -167.45 \text{ kJ/kg olarak bulunur.} \end{aligned}$$

a Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresöre giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22];

$$\begin{aligned}
 T_o &= 306 \text{ }^{\circ}\text{K} & T_a &= 260 \text{ }^{\circ}\text{K} \\
 h_o &= 76.5 \text{ kJ/kg} & h_a &= 390.8 \text{ kJ/kg} \\
 s_o &= 0.2887 \text{ kJ/kgK} & s_a &= 1.736 \text{ kJ/kgK} \\
 & & P_a &= 176.8 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

Buradan, (6.2) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned}
 e_a &= (h_a - h_o) - T_o(s_a - s_o) \\
 e_a &= (390.8 - 76.5) - 306(1.736 - 0.2887) \\
 e_a &= -128.58 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}
 \end{aligned}$$

b Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresörden çıkış, yoğuşturucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22];

$$\begin{aligned}
 T_o &= 306 \text{ }^{\circ}\text{K} & T_b &= 384.4 \text{ }^{\circ}\text{K} \\
 h_o &= 76.5 \text{ kJ/kg} & h_b &= 448.1 \text{ kJ/kg} \\
 s_o &= 0.2887 \text{ kJ/kgK} & s_b &= 1.77 \text{ kJ/kgK} \\
 & & P_b &= 157.5 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

Buradan, (6.2) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned}
 e_b &= (h_b - h_o) - T_o(s_b - s_o) \\
 e_b &= (448.1 - 76.5) - 306(1.77 - 0.2887) \\
 e_b &= -81.68 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}
 \end{aligned}$$

c Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın yoğuşturucudan çıkış noktasıdır. bu noktanın fiziksel özellikleri [22];

$$\begin{aligned}
 T_o &= 306 \text{ }^{\circ}\text{K} & T_c &= 330 \text{ }^{\circ}\text{K} \\
 h_o &= 76.5 \text{ kJ/kg} & h_c &= 282.2 \text{ kJ/kg} \\
 s_o &= 0.2887 \text{ kJ/kgK} & s_c &= 1.269 \text{ kJ/kgK} \\
 & & P_c &= 155.5 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

Buradan, (6.2) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$e_c = (h_c - h_o) - T_o(s_c - s_o)$$

$$e_c = (282.2 - 76.5) - 306(1.269 - 0.2887)$$

$$e_c = 94.28 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

d Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın buharlaştırıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel zellikleri [22];

$T_o = 306 \text{ }^\circ\text{K}$	$T_d = 261.4 \text{ }^\circ\text{K}$
$h_o = 76.5 \text{ kJ/kg}$	$h_d = 282.2 \text{ kJ/kg}$
$s_o = 0.2887 \text{ kJ/kgK}$	$s_d = 1.316 \text{ kJ/kgK}$
	$P_d = 186.8 \text{ kPa}$

Buradan, (6.2) denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$e_d = (h_d - h_o) - T_o(s_d - s_o)$$

$$e_d = (282.2 - 76.5) - 306(1.316 - 0.2887)$$

$$e_d = 108.654 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 7.2'de görebiliriz.

Çizelge 7.2. Noktaların fiziksel değer tablosu (%25 dış hava – %75 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
2	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
3	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
4	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
5	299	101.085	53.2	0.1924	-0.1261	4.8	-0.6053
6	300.8	101.245	59	0.2166	0.016514	4.8	0.08
7	300.8	101.245	59	0.2166	0.016514	4.8	0.08
8	300.8	101.195	59	0.2166	-0.02855	4.8	-0.13704
9	300.8	101.195	59	0.2166	-0.02855	4.8	-0.13704
10	290	101.085	40.9	0.1119	0.4951	4.8	2.3765
11	289	101.085	40	0.1051	0.60114	4.8	2.88547
12	280	1.0148	2483.98	8.8675	-217.633	4.15	-903.177
13	285	1.4026	2472.38	8.6705	-167.45	4.15	-694.92
a	260	176.8	390.8	1.736	-128.58	0.828	-106,4643
b	384,4	157.5	448.1	1.77	-81.58	0.828	-67,5483
c	330	155.5	282.2	1.269	94.28	0.828	78,064
d	261,4	186.8	282.2	1.316	108.654	0.828	89,9655

7.1.2 Exergoekonomik Analiz

Tesis ömrü $n = 20$ yıl, günlük çalışma saati 15, faiz oranı (r_i) %3, eskalasyon oranı (r_n) %4, geri ödeme oranı (i_{eff}) %6 kabul edilirse parasal giderler için Bejan, Tsatsoronis ve Moran (1996)'ın kitabından yararlanılarak hesaplama yapılır.

Bu klima sistemi için değerleri hesaplırsak,

$$CRF = \frac{0.04(1 + 0.04)^{20}}{(1 + 0.04)^{20} - 1} = 0.0736$$

$$k = \frac{1 + 0.04}{1 + 0.06} = 0.98$$

$$CEL\text{F} = \frac{0.98(1 - 0.98^{20})}{1 - 0.98} 0.0736 = 1.198$$

$$M = \frac{1.198}{1 + 0.03} = 1.163 \text{ olarak bulunur.}$$

R134a soğutma sistemi yılda 7300 saat çalışıyor. Tesis ömrü $n = 15$ yıl, faiz oranı (r_i) %3, eskalasyon oranı (r_n) %4, geri ödeme oranı (i_{eff}) %6 kabul edilirse parasal giderler için Bejan, Tsatsoronis ve Moran (1996)'ın kitabından yararlanılarak hesaplama yapılır.

R134a soğutma sistemi için değerleri hesaplırsak,

$$\text{CRF} = \frac{0.04(1 + 0.04)^{15}}{(1 + 0.04)^{15} - 1} = 0.103$$

$$k = \frac{1 + 0.04}{1 + 0.06} = 0.98$$

$$\text{CEL\text{F}} = \frac{0.98(1 - 0.98^{15})}{1 - 0.98} 0.103 = 1.32$$

$$M = \frac{1.32}{1 + 0.03} = 1.282 \text{ olarak bulunur.}$$

İncelenen klima sistemi yaz şartları için 6 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :



Şekil 7.4 Aspiratör hücresinin şematik görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{asp} + Z_{pro} + Z_{köşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{iş} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 246.36 + 19 \times 5.8 + 6 \times 0.8 + 6 \times 3.85 + 65 \times 0.5 + 21 \times 0.7 + 185.7 + 11.5 \times 2$$

$$Z_{yat} = 640.36 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{fön} + Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi}$$

$$Z_{işlet} = 1925 + 142.86 + 214.3 + 85.7$$

$$Z_{işlet} = 2367.86 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M$$

$$Z = \left[\frac{640.36}{15 \times 20 \times 365} + \frac{2367.86}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 0.5098 \text{ \$/h}$$

Aspiratör için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_1 + C_w + Z = C_2$$

$$c_1 E_1 + c_w E_w + Z = C_2$$

$$0 \times 2.064 + 2.2 \times 0.1 + 0.5098 = C_2$$

$$C_2 = c_2 E_2 = 0.728 \text{ \$/h}$$

$$c_2 \times 2.064 = 0.728$$

$$c_2 = 0.352713 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{asp}} = E_1 - E_2 + W_{asp}$$

$$E_{D_{asp}} = 2.064 - 2.064 + 2.2$$

$$E_{D_{asp}} = 2.2 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{asp}} = c_D E_D = 0.1 \times 2.2$$

$$C_{D_{asp}} = 0.22 \text{ \$/h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{asp}} = \frac{E_{D_{asp}}}{E_{Top}} = \frac{2.2}{2.2} = 1$$

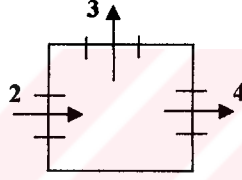
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F(E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{0.5098}{0.5098 + 0.1 \times (2.2)}$$

$$f = 0.6985$$

Egzost Hücresi :



Şekil 7.5 Egzost hücresinin şematik görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{pro} + Z_{köşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{ış} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 15.5 \times 5.8 + 6 \times 0.8 + 3 \times 3.85 + 33 \times 0.5 + 10.5 \times 0.7 + 185.7 + 11.5 \times 2$$

$$Z_{yat} = 323.8 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi}$$

$$Z_{işlet} = 142.86 + 214.3 + 85.7$$

$$Z_{işlet} = 442.86 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M$$

$$Z = \left[\frac{338.8}{15 \times 20 \times 365} + \frac{442.86}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 0.09767 \text{ \$/h}$$

Egzost için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_2 + Z = C_3 + C_4$$

$$c_2 E_2 + Z = C_3 + C_4$$

$$0.728 + 0.09767 = C_3 + C_4$$

$$C_3 + C_4 = 0.8257 \$/h$$

Gelen dış havanın %25'ini kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.25 = 0.206425 \$/h$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$0.206425 = c_4 \times 1.8888$$

$$c_4 = 0.1093 \$/gj$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.75 = 0.619275 \$/h$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$0.619275 = c_3 \times 1.8888$$

$$c_3 = 0.328 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{es}} = (E_3 + E_4) - E_2$$

$$E_{D_{es}} = (1.8888 + 1.8888) - 2.064$$

$$E_{D_{es}} = 1.7136 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{es}} = c_D E_{D_{es}} = 0.1 \times 1.7136$$

$$C_{D_{es}} = 0.17136 \$/h$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{es}} = \frac{E_{D_{es}}}{E_{Top}} = \frac{0.17136}{0.17136} = 1$$

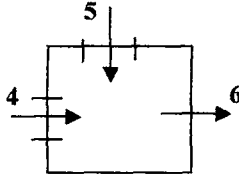
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F(E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{0.09767}{0.09767 + 0.1 \times (1.7136)}$$

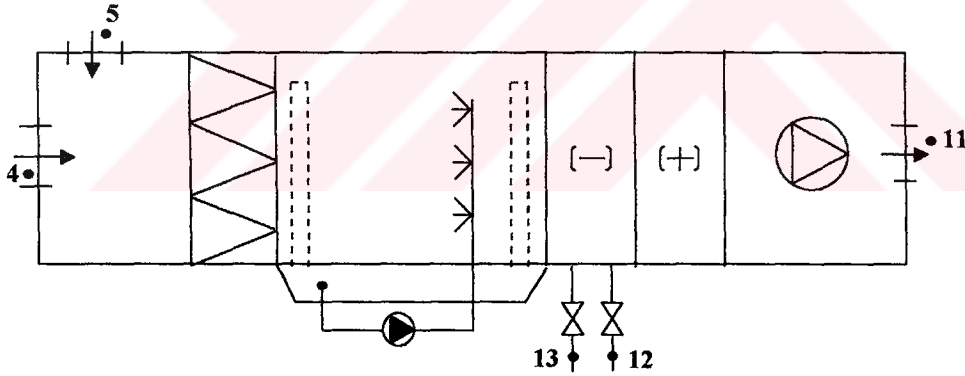
$$f = 0.363$$

Karışım Hücresi :



Şekil 7.6 Karışım hücresinin şematik görünümü

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 7.7'yi incelersek;



Şekil 7.7 Sürekli rejim halindeki sistem

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{filt} + Z_{nem} + Z_{ısı} + Z_{soğ} + Z_{ısı} + Z_{van.} + Z_{R134a} + Z_{pro} + Z_{köşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{ış} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 3.85 + 1164.16 + 500 + 1000 + 100 + 377.2 + 24075.6 + 67 \times 5.8 + 36 \times 0.8 + 16 \times 3.85$$

$$+ 172 \times 0.5 + 58.5 \times 0.7 + 928.86 + 55 \times 2$$

$$Z_{yat} = 28865.62\$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi} + Z_{soğ\ elk.} + Z_{fan\ elk.} + Z_{R134a\ sis.}$$

$$Z_{işlet} = 714.28 + 1071.4 + 428.6 + 65700 + 4375 + 46771.2$$

$$Z_{işlet} = 119060.48 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M$$

$$Z = \left(\frac{28865.62}{15 \times 20 \times 365} + \frac{119060.48}{15 \times 365} \right) 1.163$$

$$Z = 25.6 \text{ \$/h}$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$C_4 + c_5 E_5 + c_w E_w + c_{12} E_{12} + Z = c_{11} E_{11} + c_{13} E_{13} \quad (c_5 = c_{11})$$

$$c_{11} (E_{11} - E_5) = C_4 + c_w E_w + c_{12} E_{12} + Z - c_{13} E_{13}$$

$$c_{11} (2.88547 - 0.6053) = 0.206425 + 0.1 \times 352.45 + 0.16 \times 903.177 \\ + 25.6 - 0.16 \times 694.92$$

$$c_{11} \times 2.28017 = 94.3725$$

$$c_{11} = c_5 = 41.4 \text{ \$/gj}$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri hesaplırsak;

$$Z_{yat} = Z_{pro} + Z_{köşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{iş} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 15 \times 5.8 + 6 \times 0.8 + 2.5 \times 3.85 + 32 \times 0.5 + 10 \times 0.7 + 185.7 + 11.5 \times 2$$

$$Z_{yat} = 333.125 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi}$$

$$Z_{işlet} = 142.86 + 214.3 + 85.7$$

$$Z_{işlet} = 442.86 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M$$

$$Z = \left[\frac{333.125}{15 \times 20 \times 365} + \frac{442.86}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$C_4 + c_5 E_5 + Z = c_6 E_6$$

$$0.206425 + 41.4 \times 0.6053 + 0.09761 = c_6 \times 0.08$$

$$c_6 \times 0.08 = 25.3635$$

$$c_6 = 317.044 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6$$

$$E_{D_{kar}} = (1.8888 + 0.6053) - 0.08$$

$$E_{D_{kar}} = 2.4141 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6]$$

$$E_{L_{kar}} = 4.8 [(0.3935 + 0.1261) - 0.016514]$$

$$E_{L_{kar}} = 2.4148 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{kar}} = c_D E_{D_{kar}} = 0.1 \times 2.4141$$

$$C_{D_{kar}} = 0.24141 \$/h$$

Kayıp ekserjinin maliyet;

$$C_{L_{kar}} = c_L E_{L_{kar}} = 0.1 \times 2.4148$$

$$C_{L_{kar}} = 0.24148 \$ / h$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{kar}} = \frac{E_{D_{kar}}}{E_{Top}} = \frac{2.4141}{4.8289} = 0.5$$

Kayıp ekserji oranı;

$$y_{L_{kar}} = \frac{E_{L_{kar}}}{E_{Top}} = \frac{2.4148}{4.8289} = 0.5$$

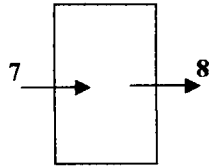
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{0.09761}{0.09761 + 0.1 \times (2.4141 + 2.4148)}$$

$$f = 0.1681$$

Filtre Hücresi :



Şekil 7.8 Filtre hücresinin şematik görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{filt} + Z_{pro} + Z_{köşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{iş} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 19.25 + 0.5 \times 5.8 + 6 \times 0.8 + 0.5 \times 3.85 + 1 \times 0.5 + 0.5 \times 0.7 + 185.7 + 11.5 \times 2$$

$$Z_{yat} = 238.425 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{per} + Z_{scr} + Z_{vergi}$$

$$Z_{işlet} = 142.86 + 214.3 + 85.7$$

$$Z_{işlet} = 442.86 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M$$

$$Z = \left[\frac{238.425}{15 \times 20 \times 365} + \frac{442.86}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 0.0966 \text{ \$/h}$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$c_7 E_7 + Z = C_8 \quad (c_7 = c_6)$$

$$317.044 \times 0.08 + 0.0966 = C_8$$

$$C_8 = 25.46 \text{ \$/h}$$

$$c_8 E_8 = 25.46$$

$$c_8 \times 0.13704 = 25.727$$

$$c_8 = 185.785 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{filt}} = E_7 - E_8$$

$$E_{D_{filt}} = 0.08 - (-0.13704)$$

$$E_{D_{filt}} = 0.21704 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{\text{fih}}} = c_D E_{D_{\text{fih}}} = 0.1 \times 0.21704$$

$$C_{D_{\text{fih}}} = 0.021704 \$ / h$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{\text{fih}}} = \frac{E_{D_{\text{fih}}}}{E_{\text{Top}}} = \frac{0.21704}{0.21704} = 1$$

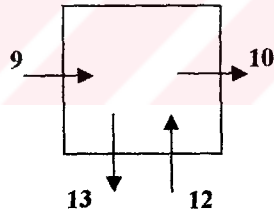
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{0.0966}{0.0966 + 0.1 \times (0.21704)}$$

$$f = 0.8165$$

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :



Şekil 7.9 Isıtıcı-soğutucu bataryanın şematik görünümü

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için R134a soğutma sisteminden yararlanınız.

Kompresörün satın alış fiyatı 8418 \$ ve yıllık işletme-bakım onarım gideri de 27594 \$/yıl'dır[22]. Buna göre bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z = (Z_{\text{yat}} + Z_{\text{işlet}}) M$$

$$Z = \left(\frac{8418}{15 \times 7300} + \frac{27594}{7300} \right) 1.282 = 4.94 \$ / h$$

Z değeri yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kısılma valfi için sırasıyla 0.0564 \$/h, 4.284 \$/h ve 0.0017 \$/h olarak bulunmuştur [22].

Kompresör için maliyet denge denklemi;

$$C_a + C_w + Z = C_b$$

$$c_a E_a + c_w E_w + Z = c_b E_b \quad (c_a = c_b)$$

$$c_b (E_b - E_a) = c_w E_w + Z$$

$$c_b (106.4643 - 67.5483) = 0.1 \times (40.37/0.90) + 4.94$$

$$c_b \times 38.916 = 9.426$$

$$c_b = c_a = 0.242 \text{ \$/gj}$$

Yoğuşturucu için maliyet denge denklemi;

$$C_b + C_w + Z = C_c$$

$$c_b E_b + c_w E_w + Z = c_c E_c$$

$$0.242 \times 106.4643 + 0.1 \times 137.37 + 0.0564 = c_c \times 78.064$$

$$c_c \times 78.064 = 39.5577$$

$$c_c = c_d = 0.5067 \text{ \$/gj}$$

Buharlaştırıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_d + C_{13} + C_w + Z = C_a + C_{12}$$

$$c_d E_d + c_{13} E_{13} + c_w E_w + Z = c_a E_a + c_{12} E_{12} \quad (c_{12} = c_{13})$$

$$c_{12} (E_{12} - E_{13}) = c_d E_d + c_w E_w + Z - c_a E_a$$

$$c_{12} (903.177 - 694.92) = 0.5067 \times 89.9655 + 0.1 \times 90 + 4.284 - 0.242 \times 106.4643$$

$$c_{12} \times 208.257 = 33.105$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.16 \text{ \$/gj}$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{nem} + Z_{ısı bat} + Z_{soğ bat} + Z_{R134a} + Z_{ısı} + Z_{pro} + Z_{köşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{iş} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 1164.16 + 500 + 100 + 24075.6 + 100 + 32.5 \times 5.8 + 18 \times 0.8 + 7 \times 3.85 + 74 \times 0.5 \\ + 27 \times 0.7 + 371.4 + 23 \times 2$$

$$Z_{yat} = 27542.91 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi} + Z_{soğ elk.} + Z_{R134a}$$

$$Z_{işlet} = 285.72 + 428.6 + 171.4 + 65700 + 46771.2$$

$$Z_{işlet} = 113356.92 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M$$

$$Z = \left(\frac{27542.91}{15 \times 20 \times 365} + \frac{113356.92}{15 \times 365} \right) 1.163$$

$$Z = 24.372 \$/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$c_9 E_9 + c_{12} E_{12} + c_w E_w + Z = C_{10} + c_{13} E_{13}$$

$$C_{10} = c_9 E_9 + c_{12} E_{12} + c_w E_w + Z - c_{13} E_{13}$$

$$C_{10} = 185.785 \times 0.13704 + 0.16 \times 903.177 + 0.1 \times 347.23 + 24.372 - 0.16 \times 694.92$$

$$C_{10} = 117.8761 \$/h$$

$$c_{10} E_{10} = C_{10}$$

$$c_{10} \times 2.3765 = 117.8761$$

$$c_{10} = 49.6 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ}$$

$$E_{D_{soğ}} = 0.13704 + 903.177 - (2.3765 + 694.92) + 347.23$$

$$E_{D_{soğ}} = 553.2475 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava}(e_{10} - e_9) + m_{su}(e_{12} - e_{13}) + W_{soğ}.$$

$$E_{L_{soğ}} = 4.8(0.4951 - 0.02855) + 4.15(903.177 - 694.92) + 347.23$$

$$E_{L_{soğ}} = 1213.736 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{soğ}} = c_D E_{D_{soğ}} = 0.1 \times 553.2475$$

$$C_{D_{soğ}} = 55.32475 \text{ \$ / h}$$

Kayıp ekserjinin maliyet;

$$C_{L_{soğ}} = c_L E_{L_{soğ}} = 0.1 \times 1213.736$$

$$C_{L_{soğ}} = 121.3736 \text{ \$ / h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{soğ}} = \frac{E_{D_{soğ}}}{E_{Top}} = \frac{553.2475}{1766.9835} = 0.3131$$

Kayıp ekserji oranı;

$$y_{L_{soğ}} = \frac{E_{L_{soğ}}}{E_{Top}} = \frac{1213.736}{1766.9835} = 0.6869$$

Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F(E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{24.372}{24.372 + 0.1 \times (553.2475 + 1213.736)}$$

$$f = 0.13613$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{van}} = c_D E_{D_{van}} = 0.1 \times 5.51$$

$$C_{D_{van}} = 0.551 \$/h$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{van}} = \frac{E_{D_{van}}}{E_{Top}} = \frac{5.51}{5.51} = 1$$

Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{1.0316}{1.0316 + 0.1 \times (5.51)}$$

$$f = 0.6518$$

Burada bulduğumuz değerler tablo 7.3’de gösterilmiştir.

Çizelge 7.3 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%25 dış hava - %75 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	1.7136	-	100	-	0.09767	0.17136	-	36.30
Karışım (4-6)	2.4141	2.4148	50	50	0.09761	0.24141	0.24148	16.81
Filtre (7-8)	0.21704	-	100	-	0.0966	0.021704	-	81.65
Soğutucu Bat. (9-10)	553.2475	1213.736	31.31	68.69	24.372	55.32475	121.3736	13.613
Vantilatör (10-11)	5.51	-	100	-	1.0316	0.551	-	65.18

7.2 %30 Dış Hava - %70 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

7.2.1 Ekserji Analizi

Yaz karışım havası : %30 dış hava - %70 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 28.1 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_3' = 21 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_3 = 60 \text{ kJ/kg}$$

Üfleme havası : $t_2 - t_5 = 9 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$26 - t_5 = 9 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad \Rightarrow \quad t_5 = 17 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_5' = 14.8 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_5 = 40.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Cihaz çıkış havası : } t_5 - t_4 = \frac{Q_k'}{\gamma \times c \times V_t} = \frac{6500}{1.22 \times 0.24 \times 15000} = 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_4 = 16 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_4' = 14 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_4 = 39.3 \text{ kJ/kg}$$

Soğutma kapasitesi : $Q_s = V_t \times \gamma \times (h_3 - h_4)$

$$Q_s = 15000 \times 1.22 \times (60 - 39.3) = 375705 \text{ kJ/kg} = 89900 \text{ kcal/kg}$$

Soğutma kapasitesi 90000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 75kW olan soğutucu seçildi.

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$17250(\text{kg/h}) \times (60 - 40.9)(\text{kJ/kg}) = m_{su} \times 4,18(\text{kJ/kgK}) \times (12 - 7)(\text{K})$$

$$m_{su} = 15765 \text{ kg/h} = 4.38 \text{ kg/s}$$

Çizelge 7.4 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%30 dış hava - %70 iç hava)

Sıcaklık $t (^{\circ}\text{C})$	Özgül nem $W (\text{kg}_s/\text{kg}_n)$	Entalpi $h (\text{kJ/kg})$	Entropi $s (\text{kJ/kgK})$
33	0.032674	76.5	0.2887
26	0.021448	53.2	0.1927
28.1	0.024377	60	0.2179
17	0.012178	40.9	0.1119
16	0.011413	39.3	0.1051

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücresinde karışım hücresinde giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücresinde belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$e_5 = -0.1261$ kJ/kg olarak bulunur.

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinde %30 dış hava ile %70 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 28.1 + 273 = 301.1 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_6 = 0.024377$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.0392$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$e_6 = 0.022013$ kJ/kg olarak bulunur.

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$e_7 = e_6 = 0.022013$ kJ/kg olarak bulunur.

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195$ kPa olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıninkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$e_8 = -0.0231$ kJ/kg olarak bulunur.

9 Noktası İçin :

Bu nokta, filtreden çıkan havanın soğutucuya girdiği noktadır. Bütün fiziksel özellikleri sekiz noktası ile aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$e_9 = e_8 = -0.0231$ kJ/kg olarak bulunur.

10 Noktası İçin :

Bu nokta soğutucudan çıkış noktasıdır. 5 borulu soğutucu kullanıldığından 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{10} = 17 + 273 = 290 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{10} = 0.012178$$

$$P_{10} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{10} = 0.01958$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 0.4951 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{11} = 16 + 273 = 289 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{11} = 0.011413$$

$$P_{11} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{11} = 0.01835$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{11} = 0.6114 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = -217.633 \text{ kJ/kg}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{13} = -167.45 \text{ kJ/kg}$$

a Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresöre giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_a = -128.58 \text{ kJ/kg}$$

b Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresörden çıkış, yoğuşturucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_b = -81.68 \text{ kJ/kg}$$

c Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın yoğuşturucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_c = 94.28 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

d Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın buharlaştırıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_d = 108.654 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 7.5'de görebiliriz.

Çizelge 7.5 Noktaların fiziksel değer tablosu (%30 dış hava - %70 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
2	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
3	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
4	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
5	299	101.085	53.2	0.1924	-0.1261	4.8	-0.6053
6	301.1	101.245	60	0.2179	0.022013	4.8	0.10566
7	301.1	101.245	60	0.2179	0.022013	4.8	0.10566
8	301.1	101.195	60	0.2179	-0.0231	4.8	-0.112
9	301.1	101.195	60	0.2179	-0.0231	4.8	-0.112
10	290	101.085	40.9	0.1119	0.4951	4.8	2.3765
11	289	101.085	40	0.1051	0.60114	4.8	2.88547
12	280	1.0148	2483.98	8.8675	-217.633	4.38	-953.2325
13	285	1.4026	2472.38	8.6705	-167.45	4.38	-733.431
a	260	176.8	390.8	1.736	-128.58	0.828	-106,4643
b	384,4	157.5	448.1	1.77	-81.58	0.828	-67,5483
c	330	155.5	282.2	1.269	94.28	0.828	78,064
d	261,4	186.8	282.2	1.316	108.654	0.828	89,9655

7.2.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

R134 a soğutma sistemi için de $CRF = 0.103$, $k = 0.98$, $CELF = 1.132$ ve $M = 1.282$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi yaz şartları için 6 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 7.4'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 0.352713$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 7.5'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 1.7136$ kW, $C_D = 0.17136$ \$/h ve $f = 0.363$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %30'unu kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.30 = 0.24771 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4 = 0.24771$$

$$c_4 = 0.13115 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.70 = 0.57799 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3 = 0.57799$$

$$c_3 = 0.306 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 7.7'yi inceleriz. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{isi} = 27865.62 + 1000$$

$$Z_{yat} = 28865.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ\ ek} = 53360.48 + 65700$$

$$Z_{işlet} = 119060.48 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M = 25.6 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 41.313 \$/gj \text{ olarak bulunur.}$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 239.95 \$/gj \text{ olarak bulunur.}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 2.388 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 2.388 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.2388 \text{ \$/h}$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.1697$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 7.8'den yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \text{ \$/h}$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 25.4487 \text{ \$/h}$$

$$c_8 = 227.2205 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.21766$, $C_D = 0.021766 \text{ \$/h}$, $y_D = 1$ ve $f = 0.8161$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için R134a soğutma sisteminden yararlanılır.

Kopresörün satın alış fiyatı 8418 \$ ve yıllık işletme-bakım onarım gideri de 27594 \$/yıl'dır[22]. Buna göre bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), kompresör, yoğuşurucu, buharlaştırıcı ve kısılma valfi için sırasıyla 4.94 \$/h, 0.0564 \$/h, 4.284 \$/h ve 0.0017 \$/h olarak bulunmuştur [22].

Kompresör ve yoğuşturucu için maliyet denklemleri bölüm 7.1'de hesaplandığı şekildedir. Yani değişmez.

Buharlaştırıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_d + C_{13} + C_w + Z = C_a + C_{12} \quad (c_{12} = c_{13})$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.15061 \$/gj$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 7.9 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 26542.91 + 1000$$

$$Z_{yat} = 27542.91 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 47656.92 + 65700$$

$$Z_{işlet} = 113356.92 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M = 24.372 \$/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10}E_{10} = 117.65 \$/h$$

$$c_{10} = 49.5056 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 553.2325 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava}(e_{10} - e_9) + m_{su}(e_{12} - e_{13}) + W_{soğ} = 1312.2262 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 55.32325$ \$/h, $C_L = 131.22262$ \$/h, $y_D = 0.2966$, $y_L = 0.7034$ ve $f = 0.1156$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 7.10'den yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316$ \$/h, $c = 41.313$ \$/gj, $E_D = 5.51$ kW, $C_D = 0.551$ \$/h ve $f = 0.6518$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 7.6'da gösterilmiştir.



Çizelge 7.6 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%30 dış hava - %70 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	1.7136	-	100	-	0.09767	0.17136	-	36.30
Karışım (4-6)	2.388	2.388	50	50	0.09761	0.2388	0.2388	16.97
Filtre (7-8)	0.21766	-	100	-	0.0966	0.021766	-	81.61
Soğutucu Bat. (9-10)	553.2325	1312.2262	29.66	70.34	24.372	55.32325	131.22262	11.56
Vantilatör (10-11)	5.51	-	100	-	1.0316	0.551	-	65.18

7.3 %40 Dış Hava - %60 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

7.2.1 Ekserji Analizi

Yaz karışım havası : %40 dış hava - %60 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 28.7 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_3' = 21.4 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_3 = 62.2 \text{ kJ/kg}$$

Soğutma kapasitesi : $Q_s = V_1 \times \gamma \times (h_3 - h_4)$

$$Q_s = 15000 \times 1.22 \times (62.2 - 39.3) = 408090 \text{ kJ/kg} = 97650 \text{ kcal/kg}$$

Soğutma kapasitesi 100000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 80kW olan soğutucu seçildi.

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$17250(\text{kg/h}) \times (62.2 - 40.9)(\text{kJ/kg}) = m_{su} \times 4.18(\text{kJ/kgK}) \times (12 - 7)(\text{K})$$

$$m_{su} = 17570 \text{ kg/h} = 4.88 \text{ kg/s}$$

Çizelge 7.7 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%40 dış hava - %60 iç hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg _s /kg _n)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
33	0.032674	76.5	0.2887
26	0.021448	53.2	0.1927
28.7	0.025282	62.2	0.2257
17	0.012178	40.9	0.1119
16	0.011413	39.3	0.1051

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücrelerinden karışım hücrelerine giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücrelerine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_5 = -0.1261 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücrelerinde %40 dış hava ile %60 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 28.7 + 273 = 301.7 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_6 = 0.025282$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.040646$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.036454 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.036454 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kpa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıninkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = -0.0087 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, filtreden çıkan havanın soğutucuya girdiği noktadır. Bütün fiziksel özellikleri sekiz noktası ile aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_9 = e_8 = -0.0087 \text{ kJ/kg}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta soğutucudan çıkış noktasıdır. 5 borulu soğutucu kullanıldığından 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{10} = 17 + 273 = 290 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{10} = 0.012178$$

$$P_{10} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{10} = 0.01958$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 0.4951 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{11} = 16 + 273 = 289 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{11} = 0.011413$$

$$P_{11} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{11} = 0.01835$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{11} = 0.6114 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = -217.633 \text{ kJ/kg}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{13} = -167.45 \text{ kJ/kg}$$

a Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresöre giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_a = -128.58 \text{ kJ/kg}$$

b Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresörden çıkış, yoğuşturucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_b = -81.68 \text{ kJ/kg}$$

c Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın yoğuşturucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_c = 94.28 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

d Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın buharlaştırıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_d = 108.654 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 7.8'de görebiliriz.

Çizelge 7.8 Noktaların fiziksel değer tablosu (%40 dış hava - %60 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
2	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
3	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
4	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
5	299	101.085	53.2	0.1924	-0.1261	4.8	-0.6053
6	301.7	101.245	62.2	0.2257	0.036454	4.8	0.175
7	301.7	101.245	62.2	0.2257	0.036454	4.8	0.175
8	301.7	101.195	62.2	0.2257	-0.0087	4.8	-0.04176
9	301.7	101.195	62.2	0.2257	-0.0087	4.8	-0.04176
10	290	101.085	40.9	0.1119	0.4951	4.8	2.3765
11	289	101.085	40	0.1051	0.60114	4.8	2.88547
12	280	1.0148	2483.98	8.8675	-217.633	4.88	-1062.05
13	285	1.4026	2472.38	8.6705	-167.45	4.88	-817.156
a	260	176.8	390.8	1.736	-128.58	0.828	-106,4643
b	384,4	157.5	448.1	1.77	-81.58	0.828	-67,5483
c	330	155.5	282.2	1.269	94.28	0.828	78,064
d	261,4	186.8	282.2	1.316	108.654	0.828	89,9655

7.3.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

R134 a soğutma sistemi için de $CRF = 0.103$, $k = 0.98$, $CELF = 1.132$ ve $M = 1.282$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi yaz şartları için 6 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 7.4'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 0.352713$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 7.5'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 1.7136$ kW, $C_D = 0.17136$ \$/h ve $f = 0.363$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %40'ını kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.40 = 0.33028 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 0.175 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.60 = 0.49542 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 0.2623 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 7.7'yi inceleriz. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{ısı} = 27865.62 + 1250$$

$$Z_{yat} = 29112.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ. elk.} = 53360.48 + 70080$$

$$Z_{işlet} = 123440.48 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 26.53 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 41.977 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 147.637 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 2.3191 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 2.3191 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.23191 \$/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.174$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 7.8'den yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \$/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 25.933 \$/h$$

$$c_8 = 621 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.21676$, $C_D = 0.021676 \$/h$, $y_D = 1$ ve $f = 0.8167$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için R134a soğutma sisteminden yararlanılır.

Kompresörün satın alış fiyatı 8418 \$ ve yıllık işletme-bakım onarım gideri de 27594 \$/yıl'dır[22]. Buna göre bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kısılma valfi için sırasıyla 4.94 \$/h, 0.0564 \$/h, 4.284 \$/h ve 0.0017 \$/h olarak bulunmuştur [22].

Kompresör ve yoğuşturucu için maliyet denklemleri bölüm 7.1'de hesaplandığı şekildedir. Yani değişmez.

Buharlaştırıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_d + C_{13} + C_w + Z = C_a + C_{12} \quad (c_{12} = c_{13})$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.1352 \$/gj$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 7.9 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 26542.91 + 1250$$

$$Z_{yat} = 27792.91 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 47656.92 + 70080$$

$$Z_{işlet} = 117736.92 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 25.305 \text{ \$/h}$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10}E_{10} = 119.57063 \text{ \$/h}$$

$$c_{10} = 50.314 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 594.8 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava}(e_{10} - e_9) + m_{su}(e_{12} - e_{13}) + W_{soğ.} = 1549.6475 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 59.48 \text{ \$/h}$, $C_L = 154.96475 \text{ \$/h}$, $y_D = 0.2774$, $y_L = 0.7226$ ve $f = 0.10556$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 7.10'den yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316$ \$/h, $c = 41.977$ \$/gj, $E_D = 5.51$ kW, $C_D = 0.551$ \$/h ve $f = 0.6518$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 7.9'da gösterilmiştir.



Çizelge 7.9 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%40 dış hava - %60 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	1.7136	-	100	-	0.09767	0.17136	-	36.30
Karışım (4-6)	2.3191	2.3191	50	50	0.09761	0.23191	0.23191	17.4
Filtre (7-8)	0.21676	-	100	-	0.0966	0.021676	-	81.67
Soğutucu Bat. (9-10)	594.8	1544.6475	27.63	72.37	25.305	59.48	154.96475	10.556
Vantilatör (10-11)	5.51	-	100	-	1.0316	0.551	-	65.18

7.4 %50 Dış Hava - %50 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

7.4.1 Ekserji Analizi

Yaz karışım havası : %50 dış hava - %50 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 29.5 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_3' = 22.1 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_3 = 64.8 \text{ kJ/kg}$$

Soğutma kapasitesi : $Q_s = V_t \times \gamma \times (h_3 - h_4)$

$$Q_s = 15000 \times 1.22 \times (64.8 - 39.3) = 466650 \text{ kJ/kg} = 111000 \text{ kcal/kg}$$

Soğutma kapasitesi 115000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 85kW olan soğutucu seçildi.

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$17250(\text{kg/h}) \times (64.8 - 40.9)(\text{kJ/kg}) = m_{su} \times 4.18(\text{kJ/kgK}) \times (12 - 7)(\text{K})$$

$$m_{su} = 19750 \text{ kg/h} = 5.5 \text{ kg/s}$$

Çizelge 7.10 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%50 dış hava - %50 iç hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg/kg _h)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
33	0.032674	76.5	0.2887
26	0.021448	53.2	0.1927
29.5	0.026532	64.8	0.2364
17	0.012178	40.9	0.1119
16	0.011413	39.3	0.1051

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücresinden karışım hücresine giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücresine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_5 = -0.1261 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinde %50 dış hava ile %50 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 29.5 + 273 = 302.5 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_6 = 0.026532$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.042656$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.066676 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.066676 \text{ kJ/kg}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 0.021437 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, filtreden çıkan havanın soğutucuya girdiği noktadır. Bütün fiziksel özellikleri sekiz noktası ile aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_9 = e_8 = 0.021437 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta soğutucudan çıkış noktasıdır. 5 borulu soğutucu kullanıldığından 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{10} = 17 + 273 = 290 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{10} = 0.012178$$

$$P_{10} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{10} = 0.01958$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 0.4951 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{11} = 16 + 273 = 289 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{11} = 0.011413$$

$$P_{11} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{11} = 0.01835$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{11} = 0.6114 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = -217.633 \text{ kJ/kg}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{13} = -167.45 \text{ kJ/kg}$$

a Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresöre giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_a = -128.58 \text{ kJ/kg}$$

b Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresörden çıkış, yoğuşturucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_b = -81.68 \text{ kJ/kg}$$

c Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın yoğuşturucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_c = 94.28 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

d Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın buharlaştırıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_d = 108.654 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 7.11'de görebiliriz.

Çizelge 7.11 Noktaların fiziksel değer tablosu (%50 dış hava - %50 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
2	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
3	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
4	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
5	299	101.085	53.2	0.1924	-0.1261	4.8	-0.6053
6	302.5	101.245	64.8	0.2364	0.066676	4.8	0.32005
7	302.5	101.245	64.8	0.2364	0.066676	4.8	0.32005
8	302.5	101.195	64.8	0.2364	0.021437	4.8	0.103
9	302.5	101.195	64.8	0.2364	0.021437	4.8	0.103
10	290	101.085	40.9	0.1119	0.4951	4.8	2.3765
11	289	101.085	40	0.1051	0.60114	4.8	2.88547
12	280	1.0148	2483.98	8.8675	-217.633	5.5	-1196.98
13	285	1.4026	2472.38	8.6705	-167.45	5.5	-920.975
a	260	176.8	390.8	1.736	-128.58	0.828	-106,4643
b	384,4	157.5	448.1	1.77	-81.58	0.828	-67,5483
c	330	155.5	282.2	1.269	94.28	0.828	78,064
d	261,4	186.8	282.2	1.316	108.654	0.828	89,9655

7.4.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

R134 a soğutma sistemi için de $CRF = 0.103$, $k = 0.98$, $CELF = 1.132$ ve $M = 1.282$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi yaz şartları için 6 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 7.4'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 0.352713$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 7.5'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 1.7136$ kW, $C_D = 0.17136$ \$/h ve $f = 0.363$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %50'sini kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.50 = 0.41285 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 0.2186 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.50 = 0.41285 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 0.2186 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 7.7'yi inceleriz. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{isi} = 27865.62 + 1500$$

$$Z_{yat} = 29362.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ. elk.} = 53360.48 + 74460$$

$$Z_{işlet} = 127820.48 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 27.4635 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 42.647 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 82.253 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 2.17405 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 2.17405 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoeconomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.217405 \$/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.1833$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 7.8'den yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \$/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 26.422 \$/h$$

$$c_8 = 256.5243 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.21705$ kW, $C_D = 0.021705$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.8165$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için R134a soğutma sisteminden yararlanılır.

Kompresörün satın alış fiyatı 8418 \$ ve yıllık işletme-bakım onarım gideri de 27594 \$/yıl'dır[22]. Buna göre bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), kompresör, yoğuşurucu, buharlaştırıcı ve kısılma valfi için sırasıyla 4.94 \$/h, 0.0564 \$/h, 4.284 \$/h ve 0.0017 \$/h olarak bulunmuştur [22].

Kompresör ve yoğuşurucu için maliyet denklemleri bölüm 7.1'de hesaplandığı şekildedir. Yani değişmez.

Buharlaştırıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_d + C_{13} + C_w + Z = C_a + C_{12}$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.12 \$/gj$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 7.9 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 26542.91 + 1500$$

$$Z_{yat} = 28042.91 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ ilk} = 47656.92 + 74460$$

$$Z_{işlet} = 122116.92 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M = 26.24 \$/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10}E_{10} = 121.5056 \$/h$$

$$c_{10} = 51.13 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 630.9615 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava}(e_{10} - e_9) + m_{su}(e_{12} - e_{13}) + W_{soğ} = 1877.14 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 63.09615 \$/h$, $C_L = 187.714 \$/h$, $y_D = 0.2516$, $y_L = 0.7484$ ve $f = 0.0947$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 7.10'den yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316$ \$/h, $c = 42.647$ \$/gj, $E_D = 5.51$ kW, $C_D = 0.551$ \$/h ve $f = 0.6518$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 7.12'de gösterilmiştir.



Çizelge 7.12 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%50 dış hava - %50 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	1.7136	-	100	-	0.09767	0.17136	-	36.30
Karışım (4-6)	2.17405	2.17405	50	50	0.09761	0.217405	0.217405	18.33
Filtre (7-8)	0.21705	-	100	-	0.0966	0.021705	-	81.65
Soğutucu Bat. (9-10)	630.9615	1877.14	25.15	74.84	26.24	63.039615	187.714	9.47
Vantilatör (10-11)	5.51	-	100	-	1.0316	0.551	-	65.18

7.5 %60 Dış hava - %40 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

7.5.1 Ekserji Analizi

Yaz karışım havası : %60 dış hava - %40 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 30.2 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_3' = 22.6 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_3 = 66.9 \text{ kJ/kg}$$

Soğutma kapasitesi : $Q_s = V_t \times \gamma \times (h_3 - h_4)$

$$Q_s = 15000 \times 1.22 \times (66.9 - 39.3) = 505080 \text{ kJ/kg} = 121000 \text{ kcal/kg}$$

Soğutma kapasitesi 125000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 90kW olan soğutucu seçildi.

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$17250(\text{kg/h}) \times (66.9 - 40.9)(\text{kJ/kg}) = m_{su} \times 4,18(\text{kJ/kgK}) \times (12 - 7)(\text{K})$$

$$m_{su} = 21500 \text{ kg/h} = 6 \text{ kg/s}$$

Çizelge 7.13 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%60 dış hava - %40 iç hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg/kg _h)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
33	0.032674	76.5	0.2887
26	0.021448	53.2	0.1927
30.2	0.027576	66.9	0.2461
17	0.012178	40.9	0.1119
16	0.011413	39.3	0.1051

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$e_2 = e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücrelerinden karışım hücrelerine giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$e_4 = e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg}$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücrelerine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$e_5 = -0.1261 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücrelerinde %60 dış hava ile %40 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 30.2 + 273 = 303.2 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_6 = 0.027576$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.044334$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.099631 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.099631 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kpa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıninkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 0.054308 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, filtreden çıkan havanın soğutucuya girdiği noktadır. Bütün fiziksel özellikleri sekiz noktası ile aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_9 = e_8 = 0.054308 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta soğutucudan çıkış noktasıdır. 5 borulu soğutucu kullanıldığından 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{10} = 17 + 273 = 290 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{10} = 0.012178$$

$$P_{10} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{10} = 0.01958$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 0.4951 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücrelerinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{11} = 16 + 273 = 289 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{11} = 0.011413$$

$$P_{11} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{11} = 0.01835$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{11} = 0.6114 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = -217.633 \text{ kJ/kg}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{13} = -167.45 \text{ kJ/kg}$$

a Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresöre giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_a = -128.58 \text{ kJ/kg}$$

b Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresörden çıkış, yoğuşturucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_b = -81.68 \text{ kJ/kg}$$

c Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın yoğuşturucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_c = 94.28 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

d Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın buharlaştırıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_d = 108.654 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 7.14'de görebiliriz.

Çizelge 7.14 Noktaların fiziksel değer tablosu (%60 dış hava - %40 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
2	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
3	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
4	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
5	299	101.085	53.2	0.1924	-0.1261	4.8	-0.6053
6	303.2	101.245	66.9	0.2461	0.099631	4.8	0.47823
7	303.2	101.245	66.9	0.2364	0.099631	4.8	0.47823
8	303.2	101.195	66.9	0.2364	0.054308	4.8	0.26068
9	303.2	101.195	66.9	0.2364	0.054308	4.8	0.26068
10	290	101.085	40.9	0.1119	0.4951	4.8	2.3765
11	289	101.085	40	0.1051	0.60114	4.8	2.88547
12	280	1.0148	2483.98	8.8675	-217.633	6	-1305.798
13	285	1.4026	2472.38	8.6705	-167.45	6	-1004.7
a	260	176.8	390.8	1.736	-128.58	0.828	-106,4643
b	384,4	157.5	448.1	1.77	-81.58	0.828	-67,5483
c	330	155.5	282.2	1.269	94.28	0.828	78,064
d	261,4	186.8	282.2	1.316	108.654	0.828	89,9655

7.5.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELf = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

R134 a soğutma sistemi için de $CRF = 0.103$, $k = 0.98$, $CELf = 1.132$ ve $M = 1.282$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi yaz şartları için 6 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 7.4'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 0.352713$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 7.5'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 1.7136$ kW, $C_D = 0.17136$ \$/h ve $f = 0.363$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %60'ını kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.60 = 0.49542 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 0.2623 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.40 = 0.33028 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 0.175 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 7.7'yi inceleriz. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{ısı} = 27865.62 + 1750$$

$$Z_{yat} = 29612.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ. elk.} = 53360.48 + 78840$$

$$Z_{işlet} = 132180.48 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M = 28.4 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 43.3131 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 56.062 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 2.016 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 2.016 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.2016 \text{ \$}/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.1949$ olarak bulunur

Filtre Hücresi :

Şekil 7.8'den yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \$/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 26.907 \$/h$$

$$c_8 = 103.22 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoeconomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.21755$ kW, $C_D = 0.021755$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.8162$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için R134a soğutma sisteminden yararlanılır.

Kompresörün satın alış fiyatı 8418 \$ ve yıllık işletme-bakım onarım gideri de 27594 \$/yıl'dır[22]. Buna göre bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kısılma valfi için sırasıyla 4.94 \$/h, 0.0564 \$/h, 4.284 \$/h ve 0.0017 \$/h olarak bulunmuştur [22].

Kompresör ve yoğuşturucu için maliyet denklemleri bölüm 7.1'de hesaplandığı şekildedir. Yani değişmez.

Buharlaştırıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_d + C_{13} + C_w + Z = C_a + C_{12}$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.11 \$/gj$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 7.9 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 26542.91 + 1750$$

$$Z_{yat} = 28292.91 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk} = 47656.92 + 78840$$

$$Z_{işlet} = 126476.92 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M = 27.17 \text{ \$/h}$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10}E_{10} = 123.4212 \text{ \$/h}$$

$$c_{10} = 51.934 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 661.2122 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava}(e_{10} - e_9) + m_{su}(e_{12} - e_{13}) + W_{soğ} = 2169.9432 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 66.12122 \text{ \$/h}$, $C_L = 216.99432 \text{ \$/h}$, $y_D = 0.23355$, $y_L = 0.76645$ ve $f = 0.08756$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 7.10'den yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316$ \$/h, $c = 43.3131$ \$/gj, $E_D = 5.51$ kW, $C_D = 0.551$ \$/h ve $f = 0.6518$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 7.15'de gösterilmiştir.



Çizelge 7.15 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%60 dış hava - %40 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	1.7136	-	100	-	0.09767	0.17136	-	36.30
Karışım (4-6)	2.016	2.016	50	50	0.09761	0.2016	0.2016	19.49
Filtre (7-8)	0.21755	-	100	-	0.0966	0.021755	-	81.62
Soğutucu Bat. (9-10)	661.2122	2169.9432	23.355	76.645	27.17	66.12122	216.99432	8.756
Vantilatör (10-11)	5.51	-	100	-	1.0316	0.551	-	65.18

7.6 %70 Dış hava - %30 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

7.6.1 Ekserji Analizi

Yaz karışım havası : %70 dış hava - %30 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 31 \text{ °C KT} \quad t_3^1 = 23.2 \text{ °C YT} \quad h_3 = 69.5 \text{ kJ/kg}$$

Soğutma kapasitesi : $Q_s = V_t \times \gamma \times (h_3 - h_4)$

$$Q_s = 15000 \times 1.22 \times (69.5 - 39.3) = 552660 \text{ kJ/kg} = 132250 \text{ kcal/kg}$$

Soğutma kapasitesi 135000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 100kW olan soğutucu seçildi.

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$17250(\text{kg/h}) \times (69.5 - 40.9)(\text{kJ/kg}) = m_{su} \times 4,18(\text{kJ/kgK}) \times (12 - 7)(\text{K})$$

$$m_{su} = 23600 \text{ kg/h} = 6.56 \text{ kg/s}$$

Çizelge 7.16 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%70 dış hava - %30 iç hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg _s /kg _h)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
33	0.032674	76.5	0.2887
26	0.021448	53.2	0.1927
31	0.029014	69.5	0.2576
17	0.012178	40.9	0.1119
16	0.011413	39.3	0.1051

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücrelerinden karışım hücrelerine giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücrelerine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_5 = -0.1261 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücrelerinde %70 dış hava ile %30 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 31 + 273 = 304 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_6 = 0.029014$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.046646$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.15747 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.15747 \text{ kJ/kg}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kpa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıninkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 0.112047 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, filtreden çıkan havanın soğutucuya girdiği noktadır. Bütün fiziksel özellikleri sekiz noktası ile aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_9 = e_8 = 0.112047 \text{ kJ/kg}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta soğutucudan çıkış noktasıdır. 5 borulu soğutucu kullanıldığından 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{10} = 17 + 273 = 290 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{10} = 0.012178$$

$$P_{10} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{10} = 0.01958$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 0.4951 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{11} = 16 + 273 = 289 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{11} = 0.011413$$

$$P_{11} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{11} = 0.01835$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{11} = 0.6114 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = -217.633 \text{ kJ/kg}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{13} = -167.45 \text{ kJ/kg}$$

a Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresöre giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_a = -128.58 \text{ kJ/kg}$$

b Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresörden çıkış, yoğuşturucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_b = -81.68 \text{ kJ/kg}$$

c Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın yoğuşturucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_c = 94.28 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

d Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın buharlaştırıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_d = 108.654 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 7.17'de görebiliriz.

Çizelge 7.17 Noktaların fiziksel değer tablosu (%70 dış hava - %30 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
2	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
3	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
4	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
5	299	101.085	53.2	0.1924	-0.1261	4.8	-0.6053
6	304	101.245	69.5	0.2576	0.15747	4.8	0.756
7	304	101.245	69.5	0.2576	0.15747	4.8	0.756
8	304	101.195	69.5	0.2576	0.112047	4.8	0.54
9	304	101.195	69.5	0.2576	0.112047	4.8	0.54
10	290	101.085	40.9	0.1119	0.4951	4.8	2.3765
11	289	101.085	40	0.1051	0.60114	4.8	2.88547
12	280	1.0148	2483.98	8.8675	-217.633	6.56	-1427.6725
13	285	1.4026	2472.38	8.6705	-167.45	6.56	-1098.472
a	260	176.8	390.8	1.736	-128.58	0.828	-106,4643
b	384,4	157.5	448.1	1.77	-81.58	0.828	-67,5483
c	330	155.5	282.2	1.269	94.28	0.828	78,064
d	261,4	186.8	282.2	1.316	108.654	0.828	89,9655

7.6.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

R134 a soğutma sistemi için de $CRF = 0.103$, $k = 0.98$, $CELF = 1.132$ ve $M = 1.282$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi yaz şartları için 6 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 7.4'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 0.352713$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 7.5'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 1.7136$ kW, $C_D = 0.17136$ \$/h ve $f = 0.363$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %70'ini kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.70 = 0.57799 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 0.306 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.30 = 0.24771 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 0.13115 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 7.7'yi inceleriz. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{ısı} = 27865.62 + 2250$$

$$Z_{yat} = 30112.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ. elk.} = 53360.48 + 87600$$

$$Z_{işlet} = 140940.48 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 30.26 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 44.516 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 36.536 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 1.7381 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 1.7381 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.17381 \$/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.22$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 7.8'den yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \$/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 27.72 \$/h$$

$$c_8 = 51.34 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.216$ kW, $C_D = 0.0216$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.8172$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için R134a soğutma sisteminden yararlanılır.

Kompresörün satın alış fiyatı 8418 \$ ve yıllık işletme-bakım onarım gideri de 27594 \$/yıl'dır[22]. Buna göre bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kısılma valfi için sırasıyla 4.94 \$/h, 0.0564 \$/h, 4.284 \$/h ve 0.0017 \$/h olarak bulunmuştur [22].

Kompresör ve yoğuşturucu için maliyet denklemleri bölüm 7.1'de hesaplandığı şekildedir. Yani değişmez.

Buharlaştırıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_d + C_{13} + C_w + Z = C_a + C_{12}$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.10 \$/gj$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 7.9 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 26542.91 + 2250$$

$$Z_{yat} = 28792.91 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 47656.92 + 87600$$

$$Z_{işlet} = 135236.92 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 29.033 \$/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10} E_{10} = 127 \$/h$$

$$c_{10} = 53.44 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 699.6 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_{10} - e_9) + m_{su} (e_{12} - e_{13}) + W_{soğ.} = 2533.624 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 69.96 \$/h$, $C_L = 253.3624 \$/h$, $y_D = 0.2164$, $y_L = 0.7836$ ve $f = 0.0824$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 7.10'den yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316$ \$/h, $c = 44.516$ \$/gj, $E_D = 5.51$ kW, $C_D = 0.551$ \$/h ve $f = 0.6518$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 7.18'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.18 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%70 dış hava - %30 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	1.7136	-	100	-	0.09767	0.17136	-	36.30
Karışım (4-6)	1.7381	1.7381	50	50	0.09761	0.17381	0.17381	22
Filtre (7-8)	0.216	-	100	-	0.0966	0.0216	-	81.72
Soğutucu Bat. (9-10)	699.6	2533.624	21.64	78.36	29.033	69.96	253.3624	8.24
Vantilatör (10-11)	5.51	-	100	-	1.0316	0.551	-	65.18

7.7 %80 Dış hava - %20 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

7.7.1 Ekserji Analizi

Yaz karışım havası : %80 dış hava - %20 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 31.6 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_3' = 23.7 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_3 = 71 \text{ kJ/kg}$$

Soğutma kapasitesi : $Q_s = V_t \times \gamma \times (h_3 - h_4)$

$$Q_s = 15000 \times 1.22 \times (71 - 39.3) = 580110 \text{ kJ/kg} = 139000 \text{ kcal/kg}$$

Soğutma kapasitesi 140000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 100kW olan soğutucu seçildi.

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$17250(\text{kg/h}) \times (71 - 40.9)(\text{kJ/kg}) = m_{su} \times 4.18(\text{kJ/kgK}) \times (12 - 7)(\text{K})$$

$$m_{su} = 24850 \text{ kg/h} = 6.9 \text{ kg/s}$$

Çizelge 7.19 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%80 dış hava - %20 iç hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg _s /kg _h)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
33	0.032674	76.5	0.2887
26	0.021448	53.2	0.1927
31.6	0.03082	71	0.2667
17	0.012178	40.9	0.1119
16	0.011413	39.3	0.1051

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücresinden karışım hücresine giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücresine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_5 = -0.1261 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinde %80 dış hava ile %20 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 31.6 + 273 = 304.6 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_6 = 0.030082$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.048363$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.202065 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.202065 \text{ kJ/kg}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 0.15657 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, filtreden çıkan havanın soğutucuya girdiği noktadır. Bütün fiziksel özellikleri sekiz noktası ile aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_9 = e_8 = 0.15657 \text{ kJ/kg}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta soğutucudan çıkış noktasıdır. 5 borulu soğutucu kullanıldığından 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{10} = 17 + 273 = 290 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{10} = 0.012178$$

$$P_{10} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{10} = 0.01958$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 0.4951 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{11} = 16 + 273 = 289 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{11} = 0.011413$$

$$P_{11} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{11} = 0.01835$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{11} = 0.6114 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = -217.633 \text{ kJ/kg}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{13} = -167.45 \text{ kJ/kg}$$

a Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresöre giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_a = -128.58 \text{ kJ/kg}$$

b Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresörden çıkış, yoğuşturucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_b = -81.68 \text{ kJ/kg}$$

c Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın yoğuşturucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_c = 94.28 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

d Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın buharlaştırıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_d = 108.654 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 7.20'de görebiliriz.

Çizelge 7.20 Noktaların fiziksel değer tablosu (%80 dış hava - %20 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
2	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
3	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
4	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
5	299	101.085	53.2	0.1924	-0.1261	4.8	-0.6053
6	304.6	101.245	71	0.2667	0.202065	4.8	0.97
7	304.6	101.245	71	0.2667	0.202065	4.8	0.97
8	304.6	101.195	71	0.2667	0.15657	4.8	0.7515
9	304.6	101.195	71	0.2667	0.15657	4.8	0.7515
10	290	101.085	40.9	0.1119	0.4951	4.8	2.3765
11	289	101.085	40	0.1051	0.60114	4.8	2.88547
12	280	1.0148	2483.98	8.8675	-217.633	6.9	-1501.6677
13	285	1.4026	2472.38	8.6705	-167.45	6.9	-1155.405
a	260	176.8	390.8	1.736	-128.58	0.828	-106,4643
b	384,4	157.5	448.1	1.77	-81.58	0.828	-67,5483
c	330	155.5	282.2	1.269	94.28	0.828	78,064
d	261,4	186.8	282.2	1.316	108.654	0.828	89,9655

7.7.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

R134 a soğutma sistemi için de $CRF = 0.103$, $k = 0.98$, $CELF = 1.132$ ve $M = 1.282$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi yaz şartları için 6 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 7.4'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 0.352713$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 7.5'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 1.7136$ kW, $C_D = 0.17136$ \$/h ve $f = 0.363$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %80'ini kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.80 = 0.66056 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 0.35 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.20 = 0.16514 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 0.0875 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 7.7'yi inceleriz. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{is1} = 27865.62 + 2500$$

$$Z_{yat} = 30362.62 \$/sene$$

$$Z_{islet} = Z_{d2} + Z_{soğ. elk.} = 53360.48 + 87600$$

$$Z_{islet} = 140940.48 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{is1})M = 30.261 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 44.633 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 28.6335 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 1.5241 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 1.5241 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.15241 \$/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.24255$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 7.8'den yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \$/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 27.8711 \$/h$$

$$c_8 = 37.0873 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.2185$ kW, $C_D = 0.02185$ $\$/h$, $y_D = 1$ ve $f = 0.8155$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için R134a soğutma sisteminden yararlanılır.

Kompresörün satın alış fiyatı 8418 \$ ve yıllık işletme-bakım onarım gideri de 27594 $\$/yıl$ 'dır[22]. Buna göre bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kısılma valfi için sırasıyla 4.94 $\$/h$, 0.0564 $\$/h$, 4.284 $\$/h$ ve 0.0017 $\$/h$ olarak bulunmuştur [22].

Kompresör ve yoğuşturucu için maliyet denklemleri bölüm 7.1'de hesaplandığı şekildedir. Yani değişmez.

Buharlaştırıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_d + C_{13} + C_w + Z = C_a + C_{12}$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.0956 \$/gj$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 7.9 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 26542.91 + 2500$$

$$Z_{yat} = 29042.91 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 47656.92 + 87600$$

$$Z_{işlet} = 135236.92 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 29.0355 \$/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10}E_{10} = 127.23232 \$/h$$

$$c_{10} = 53.54 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 716.8677 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_{10} - e_9) + m_{su} (e_{12} - e_{13}) + W_{soğ.} = 2763.0677 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 71.68677 \$/h$, $C_L = 276.30677 \$/h$, $y_D = 0.2060$, $y_L = 0.7940$ ve $f = 0.077$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 7.10'den yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316$ \$/h, $c = 44.633$ \$/gj, $E_D = 5.51$ kW, $C_D = 0.551$ \$/h ve $f = 0.6518$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 7.21'de gösterilmiştir.



Çizelge 7.21 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%80 dış hava - %20 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	1.7136	-	100	-	0.09767	0.17136	-	36.30
Karışım (4-6)	1.5241	1.5241	50	50	0.09761	0.15241	0.15241	24.255
Filtre (7-8)	0.2185	-	100	-	0.0966	0.02185	-	81.55
Soğutucu Bat. (9-10)	716.8677	2763.0677	20.60	79.40	29.0355	71.68677	276.30677	7.70
Vanilatör (10-11)	5.51	-	100	-	1.0316	0.551	-	65.18

7.8 %90 Dış hava - %10 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

7.8.1 Ekserji Analizi

Yaz karışım havası : %90 dış hava - %10 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 32.3 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_3' = 24.3 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_3 = 73.7 \text{ kJ/kg}$$

Soğutma kapasitesi : $Q_s = V_t \times \gamma \times (h_3 - h_4)$

$$Q_s = 15000 \times 1.22 \times (73.7 - 39.3) = 629520 \text{ kJ/kg} = 150000 \text{ kcal/kg}$$

Soğutma kapasitesi 150000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 110kW olan soğutucu seçildi.

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$17250(\text{kg/h}) \times (73.7 - 40.9)(\text{kJ/kg}) = m_{su} \times 4,18(\text{kJ/kgK}) \times (12 - 7)(\text{K})$$

$$m_{su} = 27070 \text{ kg/h} = 7.52 \text{ kg/s}$$

Çizelge 7.22 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%90 dış hava - %10 iç hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg/kg _h)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
33	0.032674	76.5	0.2887
26	0.021448	53.2	0.1927
32.3	0.031357	73.7	0.2776
17	0.012178	40.9	0.1119
16	0.011413	39.3	0.1051

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücresinde karışım hücresinde giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücresinde belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_5 = -0.1261 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinde %90 dış hava ile %10 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 32.3 + 273 = 305.3 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_6 = 0.031357$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.050413$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.276644 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.276644 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kpa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasıninkiyile aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 0.231057 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, filtreden çıkan havanın soğutucuya girdiği noktadır. Bütün fiziksel özellikleri sekiz noktası ile aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_9 = e_8 = 0.231057 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta soğutucudan çıkış noktasıdır. 5 borulu soğutucu kullanıldığından 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{10} = 17 + 273 = 290 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{10} = 0.012178$$

$$P_{10} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{10} = 0.01958$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 0.4951 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_{11} = 16 + 273 = 289 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad w_{11} = 0.011413$$

$$P_{11} = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_{11} = 0.01835$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{11} = 0.6114 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = -217.633 \text{ kJ/kg}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{13} = -167.45 \text{ kJ/kg}$$

a Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresöre giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_a = -128.58 \text{ kJ/kg}$$

b Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresörden çıkış, yoğuşturucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_b = -81.68 \text{ kJ/kg}$$

c Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın yoğuşturucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_c = 94.28 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

d Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın buharlaştırıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_d = 108.654 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 7.23'de görebiliriz.

Çizelge 7.23 Noktaların fiziksel değer tablosu (%90 dış hava - %10 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
2	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
3	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
4	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
5	299	101.085	53.2	0.1924	-0.1261	4.8	-0.6053
6	305.3	101.245	73.7	0.2776	0.276644	4.8	1.33
7	305.3	101.245	73.7	0.2776	0.276644	4.8	1.33
8	305.3	101.195	73.7	0.2776	0.231057	4.8	1.11
9	305.3	101.195	73.7	0.2776	0.231057	4.8	1.11
10	290	101.085	40.9	0.1119	0.4951	4.8	2.3765
11	289	101.085	40	0.1051	0.60114	4.8	2.88547
12	280	1.0148	2483.98	8.8675	-217.633	7.52	-1636.6
13	285	1.4026	2472.38	8.6705	-167.45	7.52	-1259.224
a	260	176.8	390.8	1.736	-128.58	0.828	-106,4643
b	384,4	157.5	448.1	1.77	-81.58	0.828	-67,5483
c	330	155.5	282.2	1.269	94.28	0.828	78,064
d	261,4	186.8	282.2	1.316	108.654	0.828	89,9655

7.8.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

R134 a soğutma sistemi için de $CRF = 0.103$, $k = 0.98$, $CELF = 1.132$ ve $M = 1.282$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi yaz şartları için 6 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 7.4'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 0.352713$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 7.5'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 1.7136$ kW, $C_D = 0.17136$ \$/h ve $f = 0.363$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %90'ını kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.90 = 0.74313 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 0.39344 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.10 = 0.08257 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 0.0437156 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 7.7'yi inceleriz. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{isi} = 27865.62 + 3000$$

$$Z_{yat} = 300862.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ. elk.} = 53360.48 + 96360$$

$$Z_{işlet} = 149700.48 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 32.1272 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 45.9225 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 21.532 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 1.1641 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 1.1641 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.11641 \$/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.2954$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 7.8'den yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \$/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 28.73416 \$/h$$

$$c_8 = 25.8866 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoeconomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.22$ kW, $C_D = 0.022$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.8145$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için R134a soğutma sisteminden yararlanılır.

Kompresörün satın alış fiyatı 8418 \$ ve yıllık işletme-bakım onarım gideri de 27594 \$/yıl'dır[22]. Buna göre bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kısılma valfi için sırasıyla 4.94 \$/h, 0.0564 \$/h, 4.284 \$/h ve 0.0017 \$/h olarak bulunmuştur [22].

Kompresör ve yoğuşturucu için maliyet denklemleri bölüm 7.1'de hesaplandığı şekildedir. Yani değişmez.

Buharlaştırıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_d + C_{13} + C_w + Z = C_a + C_{12}$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.0877 \$/gj$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 7.9 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 26542.91 + 3000$$

$$Z_{yat} = 29542.91 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk} = 47656.92 + 96360$$

$$Z_{işlet} = 143996.92 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M = 30.9016 \$/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10}E_{10} = 130.9546 \$/h$$

$$c_{10} = 55.104 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 758.3395 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava}(e_{10} - e_9) + m_{su}(e_{12} - e_{13}) + W_{soğ} = 3221.365 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoeconomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 75.83395 \$/h$, $C_L = 322.1365 \$/h$, $y_D = 0.19055$, $y_L = 0.80945$ ve $f = 0.07205$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 7.10'den yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316$ \$/h, $c = 45.9225$ \$/gj, $E_D = 5.51$ kW, $C_D = 0.551$ \$/h ve $f = 0.6518$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 7.24'de gösterilmiştir.

Çizelge 7.24 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%90 dış hava - %10 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	1.7136	-	100	-	0.09767	0.17136	-	36.30
Karışım (4-6)	1.1641	1.1641	50	50	0.09761	0.11641	0.11641	29.54
Filtre (7-8)	0.22	-	100	-	0.0966	0.022	-	81.45
Soğutucu Bat. (9-10)	758.3395	3221.365	19.055	80.945	30.9016	75.83395	322.1365	7.205
Vantilatör (10-11)	5.51	-	100	-	1.0316	0.551	-	65.18

7.9 %100 Dış Hava Alımına Göre Termoekonomik Analiz

7.9.1 Ekserji Analizi

Yaz karışım havası : %100 dış hava kullanıldığı kabul edildi.

$$t_3 = 33\text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_3' = 25\text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_3 = 76.5\text{ kJ/kg}$$

Soğutma kapasitesi : $Q_s = V_t \times \gamma \times (h_3 - h_4)$

$$Q_s = 15000 \times 1.22 \times (76.5 - 39.3) = 680800\text{ kJ/kg} = 163000\text{ kcal/kg}$$

Soğutma kapasitesi 165000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 120kW olan soğutucu seçildi.

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$17250(\text{kg/h}) \times (76.5 - 40.9)(\text{kJ/kg}) = m_{su} \times 4.18(\text{kJ/kgK}) \times (12 - 7)(\text{K})$$

$$m_{su} = 28380\text{ kg/h} = 8.162\text{ kg/s}$$

Çizelge 7.25 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%100 dış hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg _s /kg _h)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
33	0.032674	76.5	0.2887
17	0.012178	40.9	0.1119
16	0.011413	39.3	0.1051

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.43\text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.43 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta egzost ünitesindeki noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bir noktasındakiyle aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_3 = 0.3935 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta karışım hücresinin içindeki noktadır. Karışım hücresinde 40 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned} T_4 &= 33+273 = 306 \text{ }^\circ\text{K} & w_4 &= 0.032674 \\ P_4 &= 101.245 \text{ kPa} & \tilde{w}_4 &= 0.05253 \end{aligned}$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_4 = 0.357 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_5 = e_4 = 0.357 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kpa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195$ kPa olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.3113 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, filtreden çıkan havanın soğutucuya girdiği noktadır. Bütün fiziksel özellikleri sekiz noktası ile aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.3113 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta soğutucudan çıkış noktasıdır. 5 borulu soğutucu kullanıldığından 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned} T_8 &= 17+273 = 290 \text{ }^\circ\text{K} & w_8 &= 0.012178 \\ P_8 &= 101.085 \text{ kPa} & \tilde{w}_8 &= 0.01958 \end{aligned}$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 0.4951 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned} T_9 &= 16+273 = 289 \text{ }^\circ\text{K} & w_9 &= 0.011413 \\ P_9 &= 101.085 \text{ kPa} & \tilde{w}_9 &= 0.01835 \end{aligned}$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_9 = 0.6114 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{10} = -217.633 \text{ kJ/kg}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta, soğutma suyunun soğutucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{11} = -167.45 \text{ kJ/kg}$$

a Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresöre giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_a = -128.58 \text{ kJ/kg}$$

b Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın kompresörden çıkış, yoğusturucuya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_b = -81.68 \text{ kJ/kg}$$

c Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın yoğuşturucudan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_c = 94.28 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

d Noktası İçin :

Bu nokta R134a'nın buharlaştırıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri [22] bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_d = 108.654 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 7.26'da görebiliriz.

Çizelge 7.26 Noktaların fiziksel değer tablosu (%100 dış hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
2	306	101.325	76.5	0.2887	0.43	4.8	2.064
3	306	101.285	76.5	0.2887	0.3935	4.8	1.8888
4	306	101.245	76.5	0.2887	0.357	4.8	1.7136
5	306	101.245	76.5	0.2887	0.357	4.8	1.7136
6	306	101.195	76.5	0.2887	0.3117	4.8	1.496
7	306	101.195	76.5	0.2887	0.3117	4.8	1.496
8	290	101.085	40.9	0.1119	0.4951	4.8	2.3765
9	289	101.085	40	0.1051	0.60114	4.8	2.88547
10	280	1.0148	2483.98	8.8675	-217.633	8.162	-1776.3205
11	285	1.4026	2472.38	8.6705	-167.45	8.162	-1336.727
a	260	176.8	390.8	1.736	-128.58	0.828	-106,4643
b	384,4	157.5	448.1	1.77	-81.58	0.828	-67,5483
c	330	155.5	282.2	1.269	94.28	0.828	78,064
d	261,4	186.8	282.2	1.316	108.654	0.828	89,9655

7.9.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

R134 a soğutma sistemi için de $CRF = 0.103$, $k = 0.98$, $CELF = 1.132$ ve $M = 1.282$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi yaz şartları için 6 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 7.4'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 0.352713$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 7.5'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 0.1752$ kW, $C_D = 0.01752$ \$/h ve $f = 0.848$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %100'unu kullandığımızdan;

$$C_3 = 0.8257 \times 1 = 0.8257 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 0.437156 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 7.7'yi inceleriz. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{isi} = 27865.62 + 4000$$

$$Z_{yat} = 31862.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ. elk.} = 53360.48 + 105120$$

$$Z_{işlet} = 158480.48 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 34.003 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_3 + C_w + C_{10} + Z = C_9 + C_{11}$$

$$c_9 = 47.224 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_3 + Z = C_5$$

$$c_5 = 0.538 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kr}} = E_3 - E_5 = 0.1752 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 0.01752$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.8478$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 7.8'den yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \text{ \$}/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_5 + Z = C_6$$

$$C_6 = c_6 E_6 = 1.08517 \text{ \$}/h$$

$$c_6 = 0.7254 \text{ \$}/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.21776$ kW, $C_D = 0.02176$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.8161$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için R134a soğutma sisteminden yararlanılır.

Kompresörün satın alış fiyatı 8418 \$ ve yıllık işletme-bakım onarım gideri de 27594 \$/yıl'dır[22]. Buna göre bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve kısılma valfi için sırasıyla 4.94 \$/h, 0.0564 \$/h, 4.284 \$/h ve 0.0017 \$/h olarak bulunmuştur [22].

Kompresör ve yoğuşturucu için maliyet denklemleri bölüm 7.1'de hesaplandığı şekildedir. Yani değişmez.

Buharlaştırıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_d + C_{11} + C_w + Z = C_a + C_{10}$$

$$c_{10} = c_{11} = 0.07531 \$/gj$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 7.9 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece soğutucu, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 26542.91 + 4000$$

$$Z_{yat} = 30452.91 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 47656.92 + 105120$$

$$Z_{işlet} = 161246.92 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M = 34.5765 \$/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + C_{10} + C_w + Z = C_8 + C_{11}$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 108 \$/h$$

$$c_8 = 45.445 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_7 + E_{10} - (E_8 + E_{11}) + W_{soğ} = 830.943 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_8 - e_7) + m_{su} (e_{10} - e_{11}) + W_{soğ.} = 3981.0725 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 83.0943 \$/h$, $C_L = 398.10725 \$/h$, $y_D = 0.17268$, $y_L = 0.82732$ ve $f = 0.067$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 7.10'den yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoeconomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316$ \$/h, $c = 47.224$ \$/gj, $E_D = 5.51$ kW, $C_D = 0.551$ \$/h ve $f = 0.6518$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 7.27'de gösterilmiştir.



Çizelge 7.27 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%100 dış hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	0.1752	-	100	-	0.09767	0.01752	-	84.8
Karışım (4-6)	0.1752	0.1752	50	50	0.09761	0.01752	0.01752	84.78
Filtre (7-8)	0.2176	-	100	-	0.0966	0.02176	-	81.61
Soğutucu Bat. (9-10)	830.943	3981.0725	17.268	82.732	34.5765	83.0943	398.10725	6.7
Vantilatör (10-11)	5.51	-	100	-	1.0316	0.551	-	65.18

8. BİR KLİMA SANTRALİNİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ (Kış İşletmesi İçin)

8.1 %25 Dış Hava - %75 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

8.1.1 Ekserji Analizi

Kış toplu ısı kaybı : $Q = 85000 \text{ kcal/h}$

Dış hava şartları

Kış : $t_1 = -3 \text{ }^{\circ}\text{C KT}$ $\phi = \%80$

İç hava şartları

Kış : $t_2 = 18 \text{ }^{\circ}\text{C KT}$ $\phi = \%50$

Kış karışım havası : %25 dış hava - %75 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 13 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_3' = 9 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_3 = 27 \text{ kJ/kg}$$

Yıkayıcı çıkışı : yıkayıcı hücreden çıkan havanın $\phi = \%80$ olacağı kabul edildi.

$$t_4 = 10.5 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_4' = 9 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_4 = 27 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi : $Q_1 = V_t \times \gamma \times c \times (t_2 - t_4) + Q$

$$Q_1 = 15000 \times 1.22 \times 0.24(18 - 10.5) + 85000 = 117400 \text{ kcal/kg} = 490732 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi 120000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 50kW olan ısıtıcı seçildi.

$$\text{Cihaz çıkış havası : } t_5 = t_4 + \frac{Q_1}{\gamma \times c \times V_t} = 10.5 + \frac{117400}{1.22 \times 0.24 \times 15000} \cong 38 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_5 = 38 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_5' = 19.3 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_5 = 55 \text{ kJ/kg}$$

Toplam kütleli hava debisi : $\rho = \frac{m}{v} \Rightarrow m = \rho \times v$

$$m = 1/0.817(\text{kg/m}^3) \times 15000(\text{m}^3/\text{h})$$

$$m = 18400 \text{ kg/h} = 5.112 \text{ kg/s}$$

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

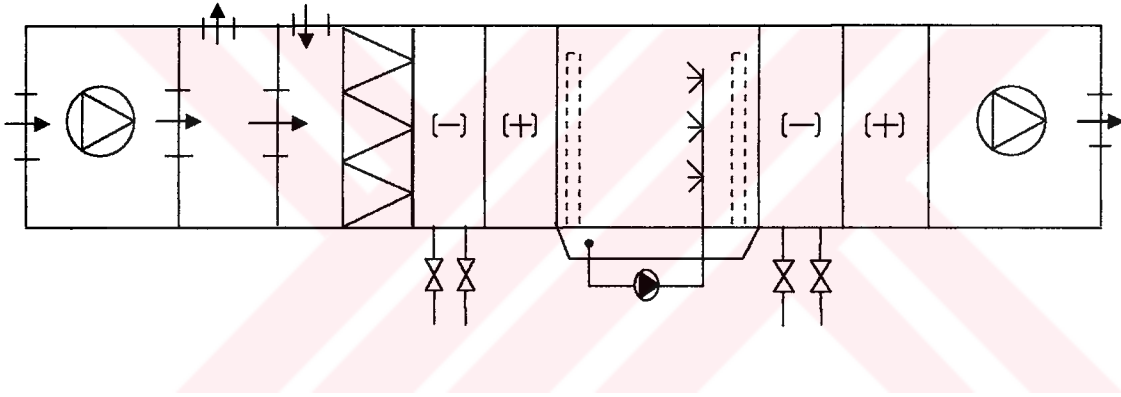
$$18400(\text{kg/h}) \times (55 - 27)(\text{kJ/kg}) = m_{su} \times 4.18(\text{kJ/kgK}) \times (311 - 283.5)(\text{K})$$

$$m_{su} = 4482 \text{ kg/h} = 1.245 \text{ kg/s}$$

Çizelge 8.1 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%25 dış hava - %75 iç hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg _v /kg _n)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
-3	0.002948	3.5	0.0286
18	0.0012989	34.5	0.119
13	0.00937	27	0.087
10.5	0.007929	27	0.0741
38	0.043778	52.8	0.3824

Şekil 8.1’de ele aldığımız klima santralinin işleyişinin şematik şekli gösterilmiştir. Bu klima santrali üzerinde belirlediğimiz noktaların ekserji kayıplarını hesaplayacağız.



Şekil 8.1 Klima santralinin işleyişinin şematik şekli

Bir klima santralinde, ekserji hesabı nemli hava ve suyu için aşağıdaki formüller (Bejan,1996) yardımıyla hesaplanır.

$$e = T_o \left\{ (c_{pa} + w c_{pv}) \left(\frac{T}{T_o} - 1 - \ln \frac{T}{T_o} \right) \right\} + R_a T_o \left\{ (1 + \tilde{w}) \ln \frac{1 + \tilde{w}^o}{1 + \tilde{w}} + \tilde{w} \ln \frac{\tilde{w}}{\tilde{w}^o} \right\} + R_a T_o \left\{ (1 + \tilde{w}) \ln \frac{P}{P_o} \right\} \quad (6.1)$$

$$e_{12} = (h_{12} - h_o) - T_o(s_{12} - s_o) \quad (6.2)$$

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned}
 T_o &= 270 \text{ }^{\circ}\text{K} & P_o &= 101.325 \text{ kPa} \\
 T_1 &= -3+273 = 270 \text{ }^{\circ}\text{K} & P_o &= 101.325 \text{ kPa} \\
 w_1 &= 0.002948 & R_a &= 0.287 \text{ kJ/kgK} \\
 \tilde{w}_1 &= 0.00474 & c_{pv_1} &= 1.9228 \text{ kJ/kgK} \\
 \tilde{w}_1^o &= 0.002948 & c_{pa_1} &= 1.00536 \text{ kJ/kgK}
 \end{aligned}$$

Buradan, 6.1 denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned}
 e_1 &= 306 \left\{ (1.00536 + 0.002948 \times 1.9228) \left[\frac{270}{270} - 1 - \ln \frac{270}{270} \right] \right\} \\
 &\quad + 0.287 \times 270 \left\{ (1 + 0.00474) \ln \left[\frac{1 + 0.002948}{1 + 0.00474} \right] + 0.00474 \ln \frac{0.0474}{0.002948} \right\} \\
 &\quad + 0.287 \times 270 \left\{ (1 + 0.00474) \ln \frac{101.325}{101.325} \right\} \\
 e_1 &= 270(1.01103 \times 0) + 77.49 [(-0.0018) + 0.002251] + 77.49 [1.00474 \times 0] \\
 e_1 &= 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}
 \end{aligned}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücrelerinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned}
 T_o &= 270 \text{ }^{\circ}\text{K} & P_o &= 101.325 \text{ kPa} \\
 T_3 &= -3+273 = 270 \text{ }^{\circ}\text{K} & P_3 &= 101.285 \text{ kPa} \\
 w_3 &= 0.002948 & R_a &= 0.287 \text{ kJ/kgK} \\
 \tilde{w}_3 &= 0.00474 & c_{pv_3} &= 1.9228 \text{ kJ/kgK} \\
 \tilde{w}_3^o &= 0.002948 & c_{pa_3} &= 1.00536 \text{ kJ/kgK}
 \end{aligned}$$

Buradan, 6.1 denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned}
 e_3 &= 270 \left\{ (1.00536 + 0.002948 \times 1.9228) \left(\frac{270}{270} - 1 - \ln \frac{270}{270} \right) \right\} \\
 &\quad + 0.287 \times 270 \left\{ (1 + 0.00474) \ln \left(\frac{1 + 0.002948}{1 + 0.00474} \right) + 0.00474 \ln \frac{0.00474}{0.002948} \right\} \\
 &\quad + 0.287 \times 270 \left\{ (1 + 0.00474) \ln \frac{101.285}{101.325} \right\} \\
 e_3 &= 270(1.01103 \times 0) + 77.49 [(-0.0018) + 0.002251] + 77.49 [1.00474 \times 0] \\
 e_3 &= 0 + 0.034945 - 0.03074 \\
 e_3 &= 0.004205 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}
 \end{aligned}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücrelerinden karışım hücrelerine giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücresine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned}
 T_o &= 270 \text{ }^{\circ}\text{K} & P_o &= 101.325 \text{ kPa} \\
 T_5 &= 18+273 = 291 \text{ }^{\circ}\text{K} & P_5 &= 101.005 \text{ kPa} \\
 w_5 &= 0.012989 & R_a &= 0.287 \text{ kJ/kgK} \\
 \tilde{w}_5 &= 0.020883 & c_{pv_5} &= 1.9228 \text{ kJ/kgK} \\
 \tilde{w}_5^o &= 0.002948 & c_{pa_5} &= 1.005 \text{ kJ/kgK}
 \end{aligned}$$

Buradan, 6.1 denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned}
 e_s &= 270 \left\{ \left(1.005 + 0.012989 \times 1.9228 \right) \left(\frac{291}{270} - 1 - \ln \frac{291}{270} \right) \right\} \\
 &+ 0.287 \times 270 \left\{ \left(1 + 0.020883 \right) \ln \left(\frac{1 + 0.002948}{1 + 0.020883} \right) + 0.020883 \ln \frac{0.020883}{0.002948} \right\} \\
 &+ 0.287 \times 270 \left\{ \left(1 + 0.020883 \right) \ln \frac{101.005}{101.325} \right\}
 \end{aligned}$$

$$e_s = 0.8 + 1.766 - 0.25023$$

$$e_s = 2.31581 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinde %25 dış hava ile %75 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$\begin{aligned}
 T_o &= 270 \text{ }^{\circ}\text{K} & P_o &= 101.325 \text{ kPa} \\
 T_6 &= 13+273 = 286 \text{ }^{\circ}\text{K} & P_6 &= 101.245 \text{ kPa} \\
 w_6 &= 0.00937 & R_a &= 0.287 \text{ kJ/kgK} \\
 \tilde{w}_6 &= 0.015064 & c_{pv_6} &= 1.9228 \text{ kJ/kgK} \\
 \tilde{w}_6^o &= 0.002948 & c_{pa_6} &= 1.0045 \text{ kJ/kgK}
 \end{aligned}$$

Buradan, 6.1 denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$e_6 = 270 \left\{ (1.0045 + 0.00937 \times 1.9228) \left(\frac{286}{270} - 1 - \ln \frac{286}{270} \right) \right\} \\ + 0.287 \times 270 \left\{ (1 + 0.015064) \ln \left(\frac{1 + 0.002948}{1 + 0.015064} \right) + 0.015064 \ln \frac{0.015064}{0.002948} \right\} \\ + 0.287 \times 270 \left\{ (1 + 0.015064) \ln \frac{101.245}{101.325} \right\}$$

$$e_6 = 0.4664 + 0.95957 - 0.06213$$

$$e_6 = 1.36384 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 1.36384 \text{ kJ/kg}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kpa'lık bir basınç kaybı vardır. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıninkiyle aynıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$T_o = 270 \text{ }^\circ\text{K}$	$P_o = 101.325 \text{ kPa}$
$T_8 = 13 + 273 = 286 \text{ }^\circ\text{K}$	$P_8 = 101.195 \text{ kPa}$
$w_8 = 0.00937$	$R_a = 0.287 \text{ kJ/kgK}$
$\tilde{w}_8 = 0.015064$	$c_{pv_8} = 1.9228 \text{ kJ/kgK}$
$\tilde{w}_8^o = 0.002948$	$c_{pa_8} = 1.0045 \text{ kJ/kgK}$

Buradan, 6.1 denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned}
e_8 &= 270 \left\{ \left(1.0045 + 0.00937 \times 1.9228 \right) \left(\frac{286}{270} - 1 - \ln \frac{286}{270} \right) \right\} \\
&\quad + 0.287 \times 270 \left\{ \left(1 + 0.015064 \right) \ln \frac{1 + 0.002948}{1 + 0.015064} + 0.015064 \ln \frac{0.015064}{0.002948} \right\} \\
&\quad + 0.287 \times 270 \left\{ \left(1 + 0.015064 \right) \ln \frac{101.195}{101.325} \right\}
\end{aligned}$$

$$e_8 = 0.4664 + 0.95957 - 0.101$$

$e_8 = 1.32497$ kJ/kg olarak bulunur.

9 Noktası İçin :

Bu nokta, nemlendiriciden çıkış noktasıdır. nemlendiricide 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır.

Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_o = 270 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_o = 101.325 \text{ kPa}$$

$$T_9 = 10.5 + 273 = 283.5 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_8 = 101.085 \text{ kPa}$$

$$w_9 = 0.007929$$

$$R_a = 0.287 \text{ kJ/kgK}$$

$$\tilde{w}_9 = 0.012747$$

$$c_{pv_6} = 1.9228 \text{ kJ/kgK}$$

$$\tilde{w}_9^o = 0.002948$$

$$c_{pa_6} = 1.0045 \text{ kJ/kgK}$$

Buradan, 6.1 denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned}
e_9 &= 270 \left\{ \left(1.0045 + 0.007929 \times 1.9228 \right) \left(\frac{283.5}{270} - 1 - \ln \frac{283.5}{270} \right) \right\} \\
&\quad + 0.287 \times 270 \left\{ \left(1 + 0.012747 \right) \ln \frac{1 + 0.002948}{1 + 0.012747} + 0.012747 \ln \frac{0.012747}{0.002948} \right\} \\
&\quad + 0.287 \times 270 \left\{ \left(1 + 0.012747 \right) \ln \frac{101.085}{101.325} \right\}
\end{aligned}$$

$$e_9 = 0.333 + 0.683 - 0.1862$$

$e_9 = 0.8301$ kJ/kg olarak bulunur.

10 Noktası İçin :

Bu nokta ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. 5 borulu ısıtıcı kullanıldığından 80 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned}
 T_o &= 306 \text{ }^{\circ}\text{K} & P_o &= 101.325 \text{ kPa} \\
 T_{10} &= 38+273 = 311 \text{ }^{\circ}\text{K} & P_{10} &= 101.005 \text{ kPa} \\
 w_{10} &= 0.043778 & R_a &= 0.287 \text{ kJ/kgK} \\
 \tilde{w}_{10} &= 0.0704 & c_{pv_{10}} &= 1.9228 \text{ kJ/kgK} \\
 \tilde{w}_{10}^o &= 0.002948 & c_{pa_{10}} &= 1.005 \text{ kJ/kgK}
 \end{aligned}$$

Buradan, 6.1 denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned}
 e_g &= 270 \left\{ (1.005 + 0.043778 \times 1.9228) \left(\frac{311}{270} - 1 - \ln \frac{311}{270} \right) \right\} \\
 &+ 0.287 \times 270 \left\{ (1 + 0.0704) \ln \left(\frac{1 + 0.002948}{1 + 0.0704} \right) + 0.0704 \ln \frac{0.0704}{0.002948} \right\} \\
 &+ 0.287 \times 270 \left\{ (1 + 0.0704) \ln \frac{101.005}{101.325} \right\}
 \end{aligned}$$

$$e_g = 3.0822 + 11.912 - 0.2623$$

$e_g = 14.7319 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücrelerinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri 10 noktasınıninkiyle aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_{11} = e_{10} = 14.7319$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned} T_o &= 270 \text{ °K} & T_{12} &= 90+273 = 363 \text{ °K} \\ h_o &= 3.5 \text{ kJ/kg} & h_{12} &= 2282.39 \text{ kJ/kg} \\ s_o &= 0.0286 \text{ kJ/kgK} & s_{12} &= 6.2848 \text{ kJ/kgK} \\ & & P_{12} &= 70.18 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Buradan, 6.2 denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned} e_{12} &= (h_{12} - h_o) - T_o(s_{12} - s_o) \\ e_{12} &= (2282.39 - 3.5) - 270(6.2848 - 0.0286) \\ e_{12} &= 589.716 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.} \end{aligned}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned} T_o &= 270 \text{ °K} & T_{13} &= 70+273 = 343 \text{ °K} \\ h_o &= 3.5 \text{ kJ/kg} & h_{13} &= 2332.99 \text{ kJ/kg} \\ s_o &= 0.0286 \text{ kJ/kgK} & s_{13} &= 6.7986 \text{ kJ/kgK} \\ & & P_{13} &= 31.198 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Buradan, 6.2 denkleminde gerekli değerleri koyarsak;

$$\begin{aligned} e_{13} &= (h_{13} - h_o) - T_o(s_{13} - s_o) \\ e_{13} &= (2332.99 - 3.5) - 270(6.7986 - 0.0286) \\ e_{13} &= 501.59 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.} \end{aligned}$$

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 8.2’de görebiliriz.

Çizelge 8.2 Noktaların fiziksel değer tablosu (%25 dış hava - %75 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
2	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
3	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
4	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
5	291	101.005	34.5	0.119	2.31581	5.112	11.8384
6	286	101.245	27	0.087	1.36384	5.112	6.972
7	286	101.245	27	0.087	1.36384	5.112	6.972
8	286	101.195	27	0.087	1.32497	5.112	6.77325
9	283.5	101.085	27	0.0741	0.8301	5.112	4.2435
10	311	101.005	55	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
11	311	101.005	55	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
12	363	70.18	2282.39	6.2848	589.716	1.245	734.1964
13	343	31.198	2332.99	6.7986	501.59	1.245	624.4795

8.1.2 Exergoekonomik Analiz

Tesis ömrü $n = 20$ yıl, günlük çalışma saati 15, faiz oranı (r_i) %3, eskalasyon oranı (r_n) %4, geri ödeme oranı (i_{eff}) %6 kabul edilirse parasal giderler için Bejan, Tsatsoronis ve Moran (1996)'ın kitabından yararlanılarak hesaplama yapılır.

Bu klima sistemi için değerleri hesaplırsak,

$$CRF = \frac{0.04(1+0.04)^{20}}{(1+0.04)^{20}-1} = 0.0736$$

$$k = \frac{1+0.04}{1+0.06} = 0.98$$

$$CELF = \frac{0.98(1-0.98^{20})}{1-0.98} 0.0736 = 1.198$$

$$M = \frac{1.198}{1+0.03} = 1.163 \text{ olarak bulunur.}$$

İncelenen klima sistemi kış şartları için 7 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, nemlendirici, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :



Şekil 8.2 Aspiratör hücresinin şematik görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{asp} + Z_{pro} + Z_{köşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{iş} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 246.36 + 19 \times 5.8 + 6 \times 0.8 + 6 \times 3.85 + 65 \times 0.5 + 21 \times 0.7 + 185.7 + 11.5 \times 2$$

$$Z_{yat} = 640.36 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{fan} + Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi}$$

$$Z_{işlet} = 1925 + 142.86 + 214.3 + 85.7$$

$$Z_{işlet} = 2367.86 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M$$

$$Z = \left[\frac{640.36}{15 \times 20 \times 365} + \frac{2367.86}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 0.5098 \text{ \$/h}$$

Aspiratör için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_1 + C_w + Z = C_2$$

$$c_1 E_1 + c_w E_w + Z = C_2$$

$$0 \times 2.064 + 2.2 \times 0.1 + 0.5098 = C_2$$

$$C_2 = c_2 E_2 = 0.728 \text{ \$/h}$$

$$c_2 \times 0.17864 = 0.728$$

$$c_2 = 4.0752 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{asp}} = E_1 - E_2 + W_{asp}$$

$$E_{D_{asp}} = 0.17864 - 0.17864 + 2.2$$

$$E_{D_{asp}} = 2.2 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{asp}} = c_D E_D = 0.1 \times 2.2$$

$$C_{D_{asp}} = 0.22 \text{ \$/h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{asp}} = \frac{E_{D_{asp}}}{E_{Top}} = \frac{2.2}{2.2} = 1$$

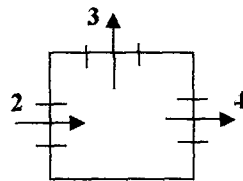
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{0.5098}{0.5098 + 0.1 \times (2.2)}$$

$$f = 0.6985$$

Egzost Hücresi :



Şekil 8.3 Egzost hücresinin şematik görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{pro} + Z_{köşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{iş} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 15.5 \times 5.8 + 6 \times 0.8 + 3 \times 3.85 + 33 \times 0.5 + 10.5 \times 0.7 + 185.7 + 11.5 \times 2$$

$$Z_{yat} = 323.8 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi}$$

$$Z_{işlet} = 142.86 + 214.3 + 85.7$$

$$Z_{işlet} = 442.86 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M$$

$$Z = \left[\frac{338.8}{15 \times 20 \times 365} + \frac{442.86}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 0.09767 \text{ \$/h}$$

Egzost için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_2 + Z = C_3 + C_4$$

$$c_2 E_2 + Z = C_3 + C_4$$

$$0.728 + 0.09767 = C_3 + C_4$$

$$C_3 + C_4 = 0.8257 \text{ \$/h}$$

Gelen dış havanın %25'ini kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.25 = 0.206425 \text{ \$/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$0.206425 = c_4 \times 0.0215$$

$$c_4 = 9.6012 \text{ \$/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.75 = 0.619275 \text{ \$/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$0.619275 = c_3 \times 0.0215$$

$$c_3 = 28.8035 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{es}} = (E_3 + E_4) - E_2$$

$$E_{D_{es}} = 0.17864 - (0.0215 + 0.0215)$$

$$E_{D_{es}} = 0.13564 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{es}} = c_D E_{D_{es}} = 0.1 \times 0.13564$$

$$C_{D_{es}} = 0.013564 \$/h$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{es}} = \frac{E_{D_{es}}}{E_{Top}} = \frac{0.13564}{0.13564} = 1$$

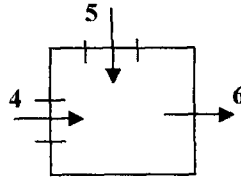
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{0.09767}{0.09767 + 0.1 \times (0.13564)}$$

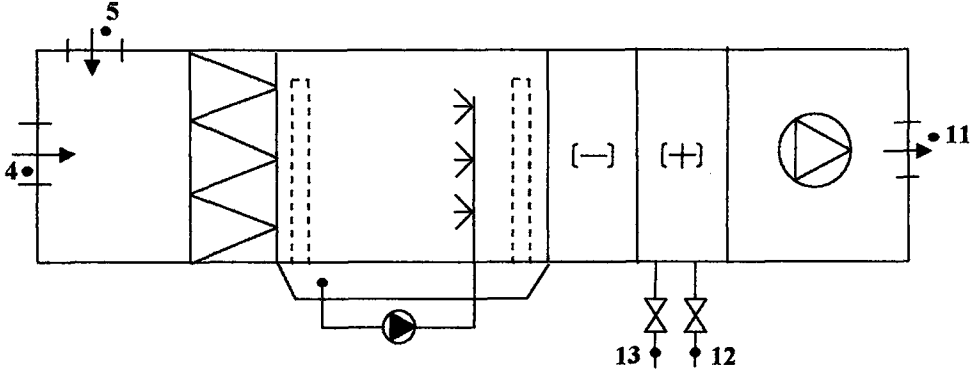
$$f = 0.878$$

Karışım Hücresi :



Şekil 8.4 Karışım hücresinin şematik görünümü

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_s) bulabilmek için Şekil 8.5'i incelersek;



Şekil 8.5 Sürekli rejim halindeki sistem

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{filt} + Z_{nem} + Z_{isi} + Z_{soğ} + Z_{ısı} + Z_{van.} + Z_{R134a} + Z_{pro} + Z_{köşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{iş} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 3.85 + 1164.16 + 500 + 1000 + 100 + 377.2 + 24075.6 + 67 \times 5.8 + 36 \times 0.8 + 16 \times 3.85 \\ + 172 \times 0.5 + 58.5 \times 0.7 + 928.86 + 55 \times 2$$

$$Z_{yat} = 28865.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi} + Z_{ısıbat. elk} + Z_{fan elk.} + Z_{ısı.}$$

$$Z_{işlet} = 714.28 + 1071.4 + 428.6 + 43800 + 4375 + 13140$$

$$Z_{işşle} = 63529.28 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M$$

$$Z = \left[\frac{28865.62}{15 \times 20 \times 365} + \frac{63529.28}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 13.8 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$C_4 + c_5 E_5 + c_w E_w + c_{12} E_{12} + Z = c_{11} E_{11} + c_{13} E_{13} \quad (c_5 = c_{11})$$

$$c_{11} (E_{11} - E_5) = C_4 + c_w E_w + Z + c_{12} (E_{12} - E_{13})$$

$$c_{11} (75.3095 - 11.8384) = 0.206425 + 0.1 \times 72 + 13.8 + 0.043384 (734.1964 - 624.4795)$$

$$c_{11} \times 63.4711 = 25.9664$$

$$c_{11} = c_5 = 0.407373 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri hesaplırsak;

$$Z_{yat} = Z_{pro} + Z_{kõşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{iş} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 15 \times 5.8 + 6 \times 0.8 + 2.5 \times 3.85 + 32 \times 0.5 + 10 \times 0.7 + 185.7 + 11.5 \times 2$$

$$Z_{yat} = 333.125 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi}$$

$$Z_{işlet} = 142.86 + 214.3 + 85.7$$

$$Z_{işlet} = 442.86 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M$$

$$Z = \left[\frac{333.125}{15 \times 20 \times 365} + \frac{442.86}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$C_4 + c_5 E_5 + Z = c_6 E_6$$

$$0.206425 + 0.407373 \times 11.8384 + 0.09761 = c_6 \times 6.972$$

$$c_6 \times 6.972 = 5.12668$$

$$c_6 = 0.73532 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6$$

$$E_{D_{kar}} = (0.0215 + 11.8384) - 6.972$$

$$E_{D_{kar}} = 4.8879 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6]$$

$$E_{L_{kar}} = 5.112 [(0.04205 + 2.31581) - 1.36384]$$

$$E_{L_{kar}} = 4.8879 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{kar}} = c_D E_{D_{kar}} = 0.1 \times 4.8879$$

$$C_{D_{kar}} = 0.48879 \$ / h$$

Kayıp ekserjinin maliyet;

$$C_{L_{kar}} = c_L E_{L_{kar}} = 0.1 \times 4.8879$$

$$C_{L_{kar}} = 0.48879 \$ / h$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{kar}} = \frac{E_{D_{kar}}}{E_{Top}} = \frac{4.8879}{9.7758} = 0.5$$

Kayıp ekserji oranı;

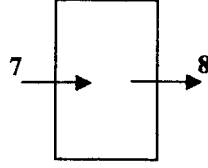
$$y_{L_{kar}} = \frac{E_{L_{kar}}}{E_{Top}} = \frac{4.8879}{9.7758} = 0.5$$

Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{0.09761}{0.09761 + 0.1 \times (4.8879 + 4.8879)}$$

$$f = 0.09078$$

Filtre Hücresi :

Şekil 8.6 Filtre hücresinin şematik görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{filt} + Z_{pro} + Z_{köşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{iş} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 19.25 + 0.5 \times 5.8 + 6 \times 0.8 + 0.5 \times 3.85 + 1 \times 0.5 + 0.5 \times 0.7 + 185.7 + 11.5 \times 2$$

$$Z_{yat} = 238.425 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi}$$

$$Z_{işlet} = 142.86 + 214.3 + 85.7$$

$$Z_{işlet} = 442.86 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M$$

$$Z = \left[\frac{238.425}{15 \times 20 \times 365} + \frac{442.86}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 0.0966 \text{ \$/h}$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$c_7 E_7 + Z = C_8 \quad (c_7 = c_6)$$

$$0.73532 \times 6.972 + 0.0966 = C_8$$

$$C_8 = 5.22325 \text{ \$/h}$$

$$c_8 E_8 = 5.22325$$

$$c_8 \times 6.77325 = 5.22325$$

$$c_8 = 0.77116 \$/\text{gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{\text{fit}}} = E_7 - E_8$$

$$E_{D_{\text{fit}}} = 6.972 - (6.77325)$$

$$E_{D_{\text{fit}}} = 0.19875 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{\text{fit}}} = c_D E_{D_{\text{fit}}} = 0.1 \times 0.19875$$

$$C_{D_{\text{fit}}} = 0.019875 \$/\text{h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{\text{fit}}} = \frac{E_{D_{\text{fit}}}}{E_{\text{Top}}} = \frac{0.19875}{0.19875} = 1$$

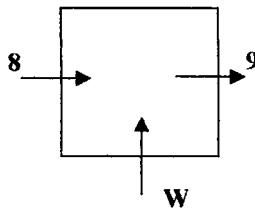
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{0.0966}{0.0966 + 0.1 \times (0.19875)}$$

$$f = 0.83$$

Nemlendirici Hücresi:



Şekil 8.7 Nemlendirici hücresinin şematik görünümü

Nemlendirici için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{pro.} + Z_{köşe} + Z_{izo.} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{Nem.} + Z_{iş} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 19 \times 5.8 + 6 \times 0.8 + 6 \times 3.85 + 21 \times 0.7 + 65 \times 0.5 + 1164.16 + 185.7 + 11.5 \times 2$$

$$Z_{yat} = 1558.16 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi} + Z_{pom.}$$

$$Z_{işlet} = 142.86 + 214.3 + 85.7 + 1752$$

$$Z_{işlet} = 2194.86 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M$$

$$Z = \left[\frac{1558.16}{15 \times 20 \times 365} + \frac{2194.86}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 0.4828 \$/h$$

Nemlendirici için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_8 + C_w + Z = C_9$$

$$5.22325 + 0.1 \times 2 + 0.4828 = C_9$$

$$C_9 = 5.90605$$

$$c_9 E_9 = C_9$$

$$c_9 \times 4.2435 = 5.90605$$

$$c_9 = 1.392 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_8 - E_9 + W_{ısı.}$$

$$E_{D_{soğ}} = 6.77325 - 4.2435 + 2$$

$$E_{D_{soğ}} = 4.53 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_8 - e_9) + W_{isi.}$$

$$E_{L_{soğ}} = 5.112(1.32497 - 0.8301) + 2$$

$$E_{L_{soğ}} = 4.53 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{soğ}} = c_D E_{D_{soğ}} = 0.1 \times 4.53$$

$$C_{D_{soğ}} = 0.453 \text{ \$ / h}$$

Kayıp ekserjinin maliyet;

$$C_{L_{soğ}} = c_L E_{L_{soğ}} = 0.1 \times 4.53$$

$$C_{L_{soğ}} = 0.453 \text{ \$ / h}$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{soğ}} = \frac{E_{D_{soğ}}}{E_{Top}} = \frac{4.53}{9.06} = 0.5$$

Kayıp ekserji oranı;

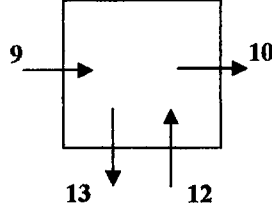
$$y_{L_{soğ}} = \frac{E_{L_{soğ}}}{E_{Top}} = \frac{4.53}{9.06} = 0.5$$

Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{0.4828}{0.4828 + 0.1 \times (4.53 + 4.53)}$$

$$f = 0.3476$$

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Şekil 8.8 Isıtıcı-soğutucu bataryanın şematik görünümü

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için su ısıtıcısından yararlanınız.

Su ısıtıcısının bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{ısı} = 100 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi} + Z_{ısı. elk.}$$

$$Z_{işlet} = 100 + 1500 + 600 + 13140$$

$$Z_{işlet} = 15340 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M$$

$$Z = \left[\frac{100}{15 \times 20 \times 365} + \frac{15340}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 3.26 \text{ \$/h}$$

Isıtıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_{13} + C_w + Z = C_{12}$$

$$c_{13}E_{13} + c_w E_w + Z = c_{12}E_{12} \quad (c_{12} = c_{13})$$

$$c_{12}(E_{12} - E_{13}) = c_w E_w + Z$$

$$c_{12}(734.1964 - 624.4795) = 0.1 \times 15 + 3.26$$

$$c_{12} \times 109.7169 = 4.76$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.043384 \text{ \$/gj}$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{ısı bat} + Z_{soğ bat} + Z_{R134a} + Z_{ısı} + Z_{pro} + Z_{köşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{ış} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 500 + 100 + 24075.6 + 100 + 32.5 \times 5.8 + 18 \times 0.8 + 7 \times 3.85 + 74 \times 0.5 \\ + 27 \times 0.7 + 371.4 + 23 \times 2$$

$$Z_{yat} = 26378.75 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi} + Z_{ısı bat ilk} + Z_{ısı ilk}$$

$$Z_{işlet} = 285.72 + 428.6 + 171.4 + 43800 + 13140$$

$$Z_{işlet} = 57825.72 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işlet})M$$

$$Z = \left[\frac{26378.75}{15 \times 20 \times 365} + \frac{57825.72}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 12.5635 \$/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$c_9 E_9 + c_{12} E_{12} + c_w E_w + Z = C_{10} + c_{13} E_{13}$$

$$C_{10} = c_9 E_9 + c_w E_w + Z + c_{12} (E_{12} - E_{13})$$

$$C_{10} = 5.90605 + 0.1 \times 65 + 12.5635 + 0.043384(734.1964 - 624.4795)$$

$$C_{10} = 29.73 \$/h$$

$$c_{10} E_{10} = C_{10}$$

$$c_{10} \times 75.3095 = 29.73$$

$$c_{10} = 0.3948 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ}$$

$$E_{D_{soğ}} = 4.2435 + 734.1964 - (75.3095 + 624.4795) + 65$$

$$E_{D_{soğ}} = 103.6509 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_{10} - e_9) + m_{su} (e_{12} - e_{13}) + W_{soğ}$$

$$E_{L_{soğ}} = 5.112(14.7319 - 0.8301) + 1.245(589.716 - 501.59) + 65$$

$$E_{L_{soğ}} = 244.54 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{soğ}} = c_D E_{D_{soğ}} = 0.1 \times 103.6509$$

$$C_{D_{soğ}} = 10.36509 \$ / h$$

Kayıp ekserjinin maliyet;

$$C_{L_{soğ}} = c_L E_{L_{soğ}} = 0.1 \times 244.54$$

$$C_{L_{soğ}} = 24.454 \$ / h$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{soğ}} = \frac{E_{D_{soğ}}}{E_{Top}} = \frac{103.6509}{348.1909} = 0.2977$$

Kayıp ekserji oranı;

$$y_{L_{soğ}} = \frac{E_{L_{soğ}}}{E_{Top}} = \frac{244.54}{348.1909} = 0.7023$$

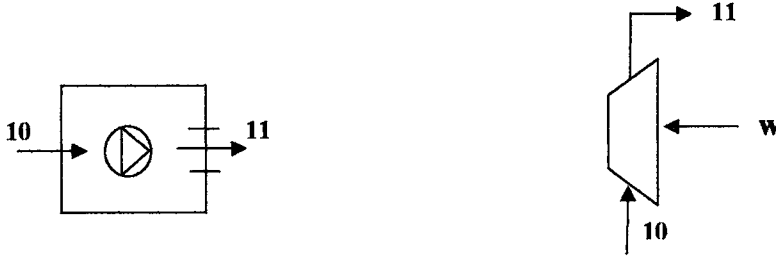
Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F(E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{12.5635}{12.5635 + 0.1 \times (103.6509 + 244.54)}$$

$$f = 0.2651$$

Vantilatör Hücresi :



Şekil 8.9 Vantilatör hücresinin şematik görünümü

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{van} + Z_{pro} + Z_{köşe} + Z_{izo} + Z_{DKP} + Z_{GLV} + Z_{iş} + Z_{kanal}$$

$$Z_{yat} = 377.2 + 19 \times 5.8 + 6 \times 0.8 + 6 \times 3.85 + 65 \times 0.5 + 21 \times 0.7 + 185.7 + 11.5 \times 2$$

$$Z_{yat} = 771.2 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{fan} + Z_{per} + Z_{ser} + Z_{vergi}$$

$$Z_{işlet} = 4375 + 142.86 + 214.3 + 85.7$$

$$Z_{işlet} = 4817.86 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M$$

$$Z = \left[\frac{771.2}{15 \times 20 \times 365} + \frac{4817.86}{15 \times 365} \right] 1.163$$

$$Z = 1.0316 \$/h$$

Aspiratör için birim ekserjinin ortalama fiyatı hesaplamıştı.

$$c_{11} = c_5 = 0.407373 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{van}} = E_{11} - E_{10} + W_{van}$$

$$E_{D_{van}} = 75.3095 - 75.3095 + 5$$

$$E_{D_{van}} = 5 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

$$C_{D_{van}} = c_D E_{D_{van}} = 0.1 \times 5$$

$$C_{D_{van}} = 0.5 \$ / h$$

Tahrip olan ekserji oranı;

$$y_{D_{van}} = \frac{E_{D_{van}}}{E_{Top}} = \frac{5}{5} = 1$$

Termoekonomik faktör;

$$f = \frac{Z}{Z + c_F (E_D + E_L)}$$

$$f = \frac{1.0316}{1.0316 + 0.1 \times (5)}$$

$$f = 0.6735$$

Burada bulduğumuz değerler tablo 8.3'de gösterilmiştir.

Çizelge 8.3 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%25 dış hava - %75 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	0.13564	-	100	-	0.09767	0.013564	-	87.80
Karışım (4-6)	4.8879	4.8879	50	50	0.09761	0.48879	0.48879	9.08
Filtre (7-8)	0.19875	-	100	-	0.0966	0.019875	-	83
Nemlendirici (8-9)	4.53	4.53	50	50	0.4828	0.453	0.453	34.76
Isıtıcı Bat. (9-10)	103.6509	244.54	29.77	70.23	12.5635	10.36509	24.454	26.51
Vanilatör (10-11)	5	-	100	-	1.0316	0.5	-	67.35

8.2 %30 Dış Hava %70 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

8.2.1 Ekserji Analizi

Kış karışım havası : %30 dış hava - %70 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 12 \text{ °C KT} \quad t_3' = 8.3 \text{ °C YT} \quad h_3 = 25.5 \text{ kJ/kg}$$

Yıkayıcı çıkışı : yıkayıcı hücreden çıkan havanın $\phi = \%80$ olacağı kabul edildi.

$$t_4 = 10 \text{ °C KT} \quad t_4' = 8.3 \text{ °C YT} \quad h_4 = 25.5 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi : $Q_1 = V_1 \times \gamma \times c \times (t_2 - t_4) + Q$

$$Q_1 = 15000 \times 1.22 \times 0.24(18 - 10) + 85000 = 119560 \text{ kcal/kg} = 499761 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi 120000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 50kW olan ısıtıcı seçildi.

$$\text{Cihaz çıkış havası : } t_5 = t_4 + \frac{Q_1}{\gamma \times c \times V_1} = 10 + \frac{119560}{1.22 \times 0.24 \times 15000} \cong 38 \text{ °C}$$

$$t_5 = 38 \text{ °C KT} \quad t_5' = 19.3 \text{ °C YT} \quad h_5 = 54.5 \text{ kJ/kg}$$

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$m_{su} = 4460 \text{ kg/h} = 1.2917 \text{ kg/s}$$

Çizelge 8.4 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%30 dış hava - %70 iç hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg/kg _h)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
-3	0.002948	3.5	0.0286
18	0.0012989	34.5	0.119
12	0.008766	25.5	0.0816
10	0.007661	25.5	0.0717
38	0.043778	54.5	0.3824

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücresinde karışım hücresinde giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücresine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_5 = 2.31581 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinde %30 dış hava ile %70 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 12 + 273 = 285 \text{ °K} \quad w_6 = 0.008766$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.0141$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 1.1894 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 1.1894 \text{ kJ/kg}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kpa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasıninkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 1.1506 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, nemlendiriciden çıkış noktasıdır. nemlendiricide 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır.

Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_9 = 10 + 273 = 283 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_9 = 0.007661$$

$$P_8 = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_9 = 0.012317$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_9 = 0.7487 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. 5 borulu ısıtıcı kullanıldığından 80 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_{10} = 101.005 \text{ kPa}$ olur. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 14.7319 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücrelerinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri 10 noktasınıninkiyle aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_{11} = e_{10} = 14.7319$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = 589.716 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_{13} = 501.59 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 8.5’de görebiliriz.

Çizelge 8.5 Noktaların fiziksel değer tablosu (%30 dış hava - %70 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
2	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
3	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
4	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
5	291	101.005	34.5	0.119	2.31581	5.112	11.8384
6	285	101.245	25.5	0.0816	1.1894	5.112	6.0802
7	285	101.245	25.5	0.0816	1.1894	5.112	6.0802
8	285	101.195	25.5	0.0816	1.1506	5.112	5.882
9	283	101.085	25.5	0.0717	0.7487	5.112	3.82735
10	311	101.005	54.5	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
11	311	101.005	54.5	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
12	363	70.18	2282.39	6.2848	589.716	1.2917	761.7362
13	343	31.198	2332.99	6.7986	501.59	1.2917	647.904

8.2.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi kış şartları için 7 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, nemlendirici, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 8.2'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 4.0752$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 8.3'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 0.13564$ kW, $C_D = 0.013564$ \$/h ve $f = 0.878$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %30'unu kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.30 = 0.24771 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 11.5214 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.70 = 0.57799 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 26.8832 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 8.5'i inceleriz. Burada sadece ısıtıcı, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{soğ} = 28365.62 + 500$$

$$Z_{yat} = 28865.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ\ elk.} = 19729.28 + 43800$$

$$Z_{işlet} = 63529.28 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 13.8 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 0.409757 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 0.85461 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 5.7797 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 5.7797 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16),

(6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.57797$ \$/h, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.07786$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 8.6'dan yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \text{ \$/h}$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 5.2928 \text{ \$/h}$$

$$c_8 = 0.9 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.1982$ kW, $C_D = 0.01982$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.8297$ olarak bulunur.

Nemlendirici Hücresi:

Şekil 8.7'den yararlanılarak nemlendirici hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.4828 \text{ \$/h}$$

Nemlendirici için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_8 + C_w + Z = C_9$$

$$C_9 = c_9 E_9 = 5.9756$$

$$c_9 = 1.5613 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_8 - E_9 + W_{ısı.} = 4.05465 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{I_{soğ}} = m_{hava} (e_8 - e_9) + W_{ısı.} = 4.05456 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.405465 \text{ \$/h}$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.3732$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için su ısıtıcısından yararlanılır.

Su ısıtıcısının bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 3.26 \text{ \$/h}$$

Isıtıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_{13} + C_w + Z = C_{12}$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.041816 \text{ \$/gj}$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 8.8 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece ısıtıcı batarya, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 25878.75 + 500$$

$$Z_{yat} = 26378.75 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 14025.72 + 43800$$

$$Z_{işlet} = 57825.72 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{isl})M = 12.5635 \$/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10}E_{10} = 29.8 \$/h$$

$$c_{10} = 0.3957 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 107.35kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava}(e_{10} - e_9) + m_{su}(e_{12} - e_{13}) + W_{soğ} = 250.3145kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 10.735 \$/h$, $C_L = 25.03145 \$/h$, $y_D = 0.3001$, $y_L = 0.6999$ ve $f = 0.26$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 8.9'dan yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316 \$/h$, $c = 0.409757 \$/gj$, $E_D = 5.5 kW$, $C_D = 0.5 \$/h$ ve $f = 0.6735$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 8.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 8.6 Klima santralının her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%30 dış hava - %70 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	0.13564	-	100	-	0.09767	0.013564	-	87.80
Karışım (4-6)	5.7797	5.7797	50	50	0.09761	0.57797	0.57797	7.78
Filtre (7-8)	0.1982	-	100	-	0.0966	0.01982	-	82.97
Nemlendirici (8-9)	4.05456	4.05456	50	50	0.4828	0.405456	0.405456	37.32
Istııcı Bat. (9-10)	107.35	250.3145	30.01	69.99	12.5635	10.735	25.03145	26
Vantilatör (10-11)	5	-	100	-	1.0316	0.5	-	67.35

8.3 %40 Dış Hava %60 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

8.3.1 Ekserji Analizi

Kış karışım havası : %40 dış hava - %60 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 9.8 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_3' = 7 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_3 = 22.7 \text{ kJ/kg}$$

Yıkayıcı çıkışı : yıkayıcı hücreden çıkan havanın $\phi = \%80$ olacağı kabul edildi.

$$t_4 = 8.5 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_4' = 7 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_4 = 22.7 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi : $Q_i = V_t \times \gamma \times c \times (t_2 - t_4) + Q$

$$Q_i = 15000 \times 1.22 \times 0.24(18 - 8.5) + 85000 = 126724 \text{ kcal/kg} = 529706 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi 130000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 60kW olan ısıtıcı seçildi.

$$\text{Cihaz çıkış havası : } t_5 = t_4 + \frac{Q_i}{\gamma \times c \times V_t} = 10.5 + \frac{126724}{1.22 \times 0.24 \times 15000} \cong 38 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_5 = 38 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_5' = 18.6 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_5 = 52.8 \text{ kJ/kg}$$

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$m_{su} = 4491 \text{ kg/h} = 1.2475 \text{ kg/s}$$

Çizelge 8.7 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%40 dış hava - %60 iç hava)

Sıcaklık t ($^{\circ}\text{C}$)	Özgül nem W (kg/kg _n)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
-3	0.002948	3.5	0.0286
18	0.0012989	34.5	0.119
9.8	0.007560	22.7	0.0708
8.5	0.006920	22.7	0.0649
38	0.043778	52.8	0.3824

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücresinde karışım hücresinde giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücresine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_5 = 2.31581 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinde %40 dış hava ile %60 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 9.8 + 273 = 282.8 \text{ }^\circ\text{K} \quad w_6 = 0.007560$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.012154$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.8553 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.8553 \text{ kJ/kg}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 0.81655 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, nemlendiriciden çıkış noktasıdır. nemlendiricide 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır.

Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_9 = 8.5 + 273 = 281.5 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_9 = 0.006920$$

$$P_8 = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_9 = 0.011125$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_9 = 0.56531 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. 5 borulu ısıtıcı kullanıldığından 80 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_{10} = 101.005 \text{ kPa}$ olur. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 14.7319 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri 10 noktasınıkiyle aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_{11} = e_{10} = 14.7319$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = 589.716 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_{13} = 501.59 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 8.7’de görebiliriz.

Çizelge 8.7 Noktaların fiziksel değer tablosu (%40 dış hava - %60 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
2	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
3	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
4	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
5	291	101.005	34.5	0.119	2.31581	5.112	11.8384
6	282.8	101.245	22.7	0.0708	0.8553	5.112	4.3723
7	282.8	101.245	22.7	0.0708	0.8553	5.112	4.3723
8	282.8	101.195	22.7	0.0708	0.81656	5.112	4.1696
9	281.5	101.085	22.7	0.0649	0.56531	5.112	2.8898
10	311	101.005	52.8	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
11	311	101.005	52.8	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
12	363	70.18	2282.39	6.2848	589.716	1.2475	735.6707
13	343	31.198	2332.99	6.7986	501.59	1.2475	625.7335

8.3.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi kış şartları için 7 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, nemlendirici, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 8.2'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 4.0752$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 8.3'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 0.13564$ kW, $C_D = 0.013564$ \$/h ve $f = 0.878$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %40'ını kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.40 = 0.33028 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 15.362 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.60 = 0.49542 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 23.0428 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 8.5'i inceleriz. Burada sadece ısıtıcı, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{soğ} = 28365.62 + 700$$

$$Z_{yat} = 29065.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ\ ilk.} = 19729.28 + 52560$$

$$Z_{işlet} = 72289.28 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 15.356 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 0.44345 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 1.3 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 7.4876 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 7.4876 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.74876 \$/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.0612$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 8.6'dan yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \$/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 5.77423 \$/h$$

$$c_8 = 1.385 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.02027 \text{ kW}$, $C_D = 0.02027 \$/h$, $y_D = 1$ ve $f = 0.8265$ olarak bulunur.

Nemlendirici Hücresi:

Şekil 8.7'den yararlanılarak nemlendirici hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.4828 \$/h$$

Nemlendirici için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_8 + C_w + Z = C_9$$

$$C_9 = c_9 E_9 = 6.45753$$

$$c_9 = 2.2346 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{aog}} = E_8 - E_9 + W_{isi.} = 3.2798 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_8 - e_9) + W_{isi.} = 3.2798 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.32798 \text{ \$}/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.424$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için su ısıtıcısından yararlanılır.

Su ısıtıcısının bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 3.26 \text{ \$}/h$$

Isıtıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_{13} + C_w + Z = C_{12}$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.043297 \text{ \$}/gj$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 8.8 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece ısıtıcı batarya, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 25878.75 + 700$$

$$Z_{yat} = 26578.75 \text{ \$}/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 14025.72 + 52560$$

$$Z_{işlet} = 66585.72 \text{ \$}/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 14.4264 \text{ \$}/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10} E_{10} = 33.144 \$/h$$

$$c_{10} = 0.4401 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 112.5175 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_{10} - e_9) + m_{su} (e_{12} - e_{13}) + W_{soğ} = 257.3568 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 11.25175 \$/h$, $C_L = 25.73568 \$/h$, $y_D = 0.3042$, $y_L = 0.6958$ ve $f = 0.2806$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 8.9'dan yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316 \$/h$, $c = 0.44345 \$/gj$, $E_D = 5.5 kW$, $C_D = 0.5 \$/h$ ve $f = 0.6735$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 8.9'da gösterilmiştir.

Çizelge 8.9 Klima santralının her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%40 dış hava - %60 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	0.13564	-	100	-	0.09767	0.013564	-	87.80
Karışım (4-6)	7.4876	7.4876	50	50	0.09761	0.74876	0.74876	6.12
Filtre (7-8)	0.2027	-	100	-	0.0966	0.02027	-	82.65
Nemlendirici (8-9)	3.2798	3.2798	50	50	0.4828	0.32798	0.32798	42.40
Istııcı Bat. (9-10)	112.5175	257.3568	30.42	69.58	14.4264	11.25175	25.73568	28.06
Vantilatör (10-11)	5	-	100	-	1.0316	0.5	-	67.35

8.4 %50 Dış Hava %50 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

8.4.1 Ekserji Analizi

Kış karışım havası : %50 dış hava - %50 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 7.6 \text{ °C KT} \quad t_3' = 5.3 \text{ °C YT} \quad h_3 = 19 \text{ kJ/kg}$$

Yıkayıcı çıkışı : yıkayıcı hücreden çıkan havanın $\phi = \%80$ olacağı kabul edildi.

$$t_4 = 6.8 \text{ °C KT} \quad t_4' = 5.3 \text{ °C YT} \quad h_4 = 19 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi : $Q_1 = V_t \times \gamma \times c \times (t_2 - t_4) + Q$

$$Q_1 = 15000 \times 1.22 \times 0.24(18 - 6.8) + 85000 = 133384 \text{ kcal/kg} = 557545 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi 135000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 65kW olan ısıtıcı seçildi.

$$\text{Cihaz çıkış havası : } t_5 = t_4 + \frac{Q_1}{\gamma \times c \times V_t} = 10 + \frac{133384}{1.22 \times 0.24 \times 15000} \cong 38 \text{ °C}$$

$$t_5 = 38 \text{ °C KT} \quad t_5' = 18.2 \text{ °C YT} \quad h_5 = 50 \text{ kJ/kg}$$

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$m_{su} = 4374 \text{ kg/h} = 1.215 \text{ kg/s}$$

Çizelge 8.10 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg _s /kg _h)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
-3	0.002948	3.5	0.0286
18	0.0012989	34.5	0.119
7.6	0.006951	19	0.0612
6.8	0.006153	19	0.0580
38	0.043778	50	0.3824

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücresinde karışım hücreğine giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücresine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_5 = 2.31581 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinde %50 dış hava ile %50 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 7.6 + 273 = 280.6 \text{ °K} \quad w_6 = 0.006951$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.011175$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.665433 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.665433 \text{ kJ/kg}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 0.6196 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, nemlendiriciden çıkış noktasıdır. nemlendiricide 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır.

Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_9 = 6.8 + 273 = 279.8 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_9 = 0.006153$$

$$P_8 = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_9 = 0.01$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_9 = 0.38903 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. 5 borulu ısıtıcı kullanıldığından 80 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_{10} = 101.005 \text{ kPa}$ olur. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 14.7319 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri 10 noktasınıninkiyle aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_{11} = e_{10} = 14.7319$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = 589.716 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_{13} = 501.59 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 8.11’de görebiliriz.

Çizelge 8.11 Noktaların fiziksel değer tablosu (%50 dış hava - %50 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
2	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
3	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
4	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
5	291	101.005	34.5	0.119	2.31581	5.112	11.8384
6	280.6	101.245	19	0.0612	0.665433	5.112	3.4017
7	280.6	101.245	19	0.0612	0.665433	5.112	3.4017
8	280.6	101.195	19	0.0612	0.6196	5.112	3.1674
9	279.8	101.085	19	0.058	0.38903	5.112	1.98872
10	311	101.005	50	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
11	311	101.005	50	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
12	363	70.18	2282.39	6.2848	589.716	1.215	716.505
13	343	31.198	2332.99	6.7986	501.59	1.215	609.432

8.4.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi kış şartları için 7 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, nemlendirici, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 8.2'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 4.0752$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 8.3'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 0.13564$ kW, $C_D = 0.013564$ \$/h ve $f = 0.878$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %50'sini kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.50 = 0.41285 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 19.2023 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.50 = 0.41285 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 19.2023 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 8.5'i inceleriz. Burada sadece ısıtıcı, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{soğ} = 28365.62 + 900$$

$$Z_{yat} = 29265.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ\ elk.} = 19729.28 + 56940$$

$$Z_{işlet} = 76669.28 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 16.6 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 0.47223 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 1.7935 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 8.4582 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 8.4582 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.84582 \text{ \$}/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.05455$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 8.6'dan yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \$/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 6.1976 \$/h$$

$$c_8 = 1.9567 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.2343$ kW, $C_D = 0.02343$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.8048$ olarak bulunur.

Nemlendirici Hücresi:

Şekil 8.7'den yararlanılarak nemlendirici hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.4828 \$/h$$

Nemlendirici için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_8 + C_w + Z = C_9$$

$$C_9 = c_9 E_9 = 6.8804$$

$$c_9 = 3.46 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_8 - E_9 + W_{ısı} = 3.17868 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_8 - e_9) + W_{isl.} = 3.17868 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.317868 \text{ \$}/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.4316$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için su ısıtıcısından yararlanılır.

Su ısıtıcısının bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 3.26 \text{ \$}/h$$

Isıtıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_{13} + C_w + Z = C_{12}$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.044455 \text{ \$}/gj$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 8.8 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece ısıtıcı batarya, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 25878.75 + 900$$

$$Z_{yat} = 26778.75 \text{ \$}/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 14025.72 + 56940$$

$$Z_{işlet} = 70965.72 \text{ \$}/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 15.36 \text{ \$}/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10} E_{10} = 35.0004 \text{ \$/h}$$

$$c_{10} = 0.46475 \text{ \$/gj}$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 113.75222 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_{10} - e_9) + m_{su} (e_{12} - e_{13}) + W_{soğ} = 260.39375 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 11.375222 \text{ \$/h}$, $C_L = 26.039375$, $y_D = 0.3050$, $y_L = 0.6950$ ve $f = 0.2910$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 8.9'dan yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316 \text{ \$/h}$, $c = 0.47223 \text{ \$/gj}$, $E_D = 5.5 \text{ kW}$, $C_D = 0.5 \text{ \$/h}$ ve $f = 0.6735$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 8.12'de gösterilmiştir.

Çizelge 8.12 Klima santralının her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%50 dış hava - %50 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	0.13564	-	100	-	0.09767	0.013564	-	87.80
Karışım (4-6)	8.4582	8.4582	50	50	0.09761	0.84582	0.84582	5.45
Filtre (7-8)	0.2343	-	100	-	0.0966	0.02343	-	80.48
Nemlendirici (8-9)	3.17868	3.17868	50	50	0.4828	0.317868	0.317868	43.16
Isticıcı Bat. (9-10)	113.75222	260.39375	30.50	69.50	15.6	11.375222	26.039375	29.10
Vantilatör (10-11)	5	-	100	-	1.0316	0.5	-	67.35

8.5 %60 Dış Hava %40 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

8.5.1 Ekserji Analizi

Kış karışım havası : %60 dış hava - %40 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 5.5 \text{ °C KT} \quad t_3' = 4.6 \text{ °C YT} \quad h_3 = 16 \text{ kJ/kg}$$

Yıkayıcı çıkışı : yıkayıcı hücreden çıkan havanın $\phi = \%80$ olacağı kabul edildi.

$$t_4 = 5 \text{ °C KT} \quad t_4' = 4.6 \text{ °C YT} \quad h_4 = 16 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi : $Q_1 = V_t \times \gamma \times c \times (t_2 - t_4) + Q$

$$Q_1 = 15000 \times 1.22 \times 0.24(18 - 5) + 85000 = 141160 \text{ kcal/kg} = 590049 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi 145000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 75kW olan ısıtıcı seçildi.

$$\text{Cihaz çıkış havası : } t_5 = t_4 + \frac{Q_1}{\gamma \times c \times V_t} = 10 + \frac{141160}{1.22 \times 0.24 \times 15000} \cong 38 \text{ °C}$$

$$t_5 = 38 \text{ °C KT} \quad t_5' = 17.6 \text{ °C YT} \quad h_5 = 48.5 \text{ kJ/kg}$$

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$m_{su} = 4334 \text{ kg/h} = 1.204 \text{ kg/s}$$

Çizelge 8.13 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%60 dış hava - %40 iç hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg/kg _h)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
-3	0.002948	3.5	0.0286
18	0.0012989	34.5	0.119
5.5	0.005621	16	0.0532
5	0.005424	16	0.0514
38	0.043778	48.5	0.3824

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücresinde karışım hücreğine giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandığımız iç havanın karışım hücresine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_5 = 2.31581 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinde %60 dış hava ile %30 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 5.5 + 273 = 278.5 \text{ °K} \quad w_6 = 0.005621$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.00937$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.4117 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.4117 \text{ kJ/kg}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kpa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 0.37306 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, nemlendiriciden çıkış noktasıdır. nemlendiricide 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır.

Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_9 = 5 + 273 = 278 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_9 = 0.005424$$

$$P_9 = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_9 = 0.00872$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_9 = 0.21687 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. 5 borulu ısıtıcı kullanıldığından 80 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_{10} = 101.005 \text{ kPa}$ olur. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 14.7319 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri 10 noktasınıkiyle aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_{11} = e_{10} = 14.7319$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_{12} = 589.716 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

13 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_{13} = 501.59 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 8.14’de görebiliriz.

Çizelge 8.14 Noktaların fiziksel değer tablosu (%60 dış hava - %40 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
2	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
3	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
4	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
5	291	101.005	34.5	0.119	2.31581	5.112	11.8384
6	278.5	101.245	16	0.0532	0.4117	5.112	2.10461
7	278.5	101.245	16	0.0532	0.4117	5.112	2.10461
8	278.5	101.195	16	0.0532	0.37306	5.112	1.9071
9	278	101.085	16	0.0514	0.21687	5.112	1.10864
10	311	101.005	48.5	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
11	311	101.005	48.5	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
12	363	70.18	2282.39	6.2848	589.716	1.204	710.018
13	343	31.198	2332.99	6.7986	501.59	1.204	603.9143

8.5.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi kış şartları için 7 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, nemlendirici, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 8.2'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 4.0752$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 8.3'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 0.13564$ kW, $C_D = 0.013564$ \$/h ve $f = 0.878$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %60'ını kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.60 = 0.49542 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 23.043 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.40 = 0.33028 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 15.362 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 8.5'i inceleriz. Burada sadece ısıtıcı, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{soğ} = 28365.62 + 1200$$

$$Z_{yat} = 29565.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ ilk.} = 19729.28 + 65700$$

$$Z_{işlet} = 85429.28 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 18.461 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 0.518605 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 3.2 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 9.7553 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 9.7553 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.97553 \$/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.0476$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 8.6'dan yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \$/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 6.8291 \$/h$$

$$c_8 = 3.581 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.19751 \text{ kW}$, $C_D = 0.019751 \$/h$, $y_D = 1$ ve $f = 0.8302$ olarak bulunur.

Nemlendirici Hücresi:

Şekil 8.7'den yararlanılarak nemlendirici hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.4828 \$/h$$

Nemlendirici için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_8 + C_w + Z = C_9$$

$$C_9 = c_9 E_9 = 7.512$$

$$c_9 = 6.776 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{\text{soğ}}} = E_8 - E_9 + W_{\text{ist.}} = 2.79846 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_8 - e_9) + W_{ısı} = 2.79846 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoeconomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.279846 \text{ \$/h}$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.4631$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için su ısıtıcısından yararlanılır.

Su ısıtıcısının bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 3.26 \text{ \$/h}$$

Isıtıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_{13} + C_w + Z = C_{12}$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.044862 \text{ \$/gj}$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 8.8 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece ısıtıcı batarya, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 25878.75 + 1200$$

$$Z_{yat} = 27078.75 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 14025.72 + 65700$$

$$Z_{işlet} = 79725.72 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 17.223 \text{ \$/h}$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10}E_{10} = 38.495 \$/h$$

$$c_{10} = 0.51116 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 121.903 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava}(e_{10} - e_9) + m_{su}(e_{12} - e_{13}) + W_{soğ} = 270.3045 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 12.1903 \$/h$, $C_L = 27.03045 \$/h$, $y_D = 0.3108$, $y_L = 0.6892$ ve $f = 0.3051$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 8.9'dan yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316 \$/h$, $c = 0.518605 \$/gj$, $E_D = 5.5 kW$, $C_D = 0.5 \$/h$ ve $f = 0.6735$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 8.15'de gösterilmiştir

Çizelge 8.15 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%60 dış hava - %40 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	0.13564	-	100	-	0.09767	0.013564	-	87.80
Karışım (4-6)	9.7553	9.7553	50	50	0.09761	0.97553	0.97553	4.76
Filtre (7-8)	0.19751	-	100	-	0.0966	0.019751	-	83.02
Nemlendirici (8-9)	2.79846	2.79846	50	50	0.4828	0.279846	0.279846	46.31
Istııcı Bat. (9-10)	121.903	270.3045	31.08	68.92	17.223	12.1903	27.03045	30.51
Vantilatör (10-11)	5	-	100	-	1.0316	0.5	-	67.35

8.6 %70 Dış Hava %30 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

8.6.1 Ekserji Analizi

Kış karışım havası : %70 dış hava - %30 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 3.5 \text{ °C KT} \quad t_3' = 2 \text{ °C YT} \quad h_3 = 13 \text{ kJ/kg}$$

Yıkayıcı çıkışı : yıkayıcı hücreden çıkan havanın $\phi = \%80$ olacağı kabul edildi.

$$t_4 = 3.2 \text{ °C KT} \quad t_4' = 2 \text{ °C YT} \quad h_4 = 13 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi : $Q_1 = V_t \times \gamma \times c \times (t_2 - t_4) + Q$

$$Q_1 = 15000 \times 1.22 \times 0.24(18 - 3.2) + 85000 = 148936 \text{ kcal/kg} = 622552 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi 150000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 80kW olan ısıtıcı seçildi.

$$\text{Cihaz çıkış havası : } t_5 = t_4 + \frac{Q_1}{\gamma \times c \times V_t} = 10 + \frac{148936}{1.22 \times 0.24 \times 15000} \cong 38 \text{ °C}$$

$$t_5 = 38 \text{ °C KT} \quad t_5' = 17.2 \text{ °C YT} \quad h_5 = 47 \text{ kJ/kg}$$

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$m_{su} = 4302 \text{ kg/h} = 1.195 \text{ kg/s}$$

Çizelge 8.16 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%70 dış hava - %30 iç hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg/kg _h)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
-3	0.002948	3.5	0.0286
18	0.0012989	34.5	0.119
3.5	0.004881	13	0.0464
3.2	0.004776	13	0.0455
38	0.043778	47	0.3824

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücresinde karışım hücresinde giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücresine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_5 = 2.31581 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinde %70 dış hava ile %30 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 3.5 + 273 = 276.5 \text{ °K} \quad w_6 = 0.004881$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.00785$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.23143 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.23143 \text{ kJ/kg}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kpa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıninkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 0.19284 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, nemlendiriciden çıkış noktasıdır. nemlendiricide 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır.

Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_9 = 3.2 + 273 = 276.2 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_9 = 0.004776$$

$$P_8 = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_9 = 0.007678$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_9 = 0.08795 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. 5 borulu ısıtıcı kullanıldığından 80 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_{10} = 101.005 \text{ kPa}$ olur. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 14.7319 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri 10 noktasınıkiyle aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_{11} = e_{10} = 14.7319$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = 589.716 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_{13} = 501.59 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 8.17’de görebiliriz.

Çizelge 8.17 Noktaların fiziksel değer tablosu (%70 dış hava - %30 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
2	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
3	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
4	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
5	291	101.005	34.5	0.119	2.31581	5.112	11.8384
6	276.5	101.245	13	0.0464	0.23143	5.112	1.18307
7	276.5	101.245	13	0.0464	0.23143	5.112	1.18307
8	276.5	101.195	13	0.0464	0.19284	5.112	0.9858
9	276.2	101.085	13	0.0455	0.08795	5.112	0.4496
10	311	101.005	47	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
11	311	101.005	47	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
12	363	70.18	2282.39	6.2848	589.716	1.195	704.7106
13	343	31.198	2332.99	6.7986	501.59	1.195	599.4

8.6.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi kış şartları için 7 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, nemlendirici, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 8.2'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 4.0752$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 8.3'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 0.13564$ kW, $C_D = 0.013564$ \$/h ve $f = 0.878$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %70'ini kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.70 = 0.57799 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 26.88325 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.30 = 0.24771 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 11.5214 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 8.5'i inceleriz. Burada sadece ısıtıcı, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{soğ} = 28365.62 + 1400$$

$$Z_{yat} = 29765.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ\ ek.} = 19729.28 + 70080$$

$$Z_{işlet} = 89809.28 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 19.393 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 0.542467 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 6.0013 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 10.67683 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 10.67683 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 1.067683 \$/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.0437$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 8.6'dan yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \$/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 7.1966 \$/h$$

$$c_8 = 7.30026 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.19727$ kW, $C_D = 0.019727$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.8304$ olarak bulunur.

Nemlendirici Hücresi:

Şekil 8.7'den yararlanılarak nemlendirici hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.4828 \$/h$$

Nemlendirici için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_8 + C_w + Z = C_9$$

$$C_9 = c_9 E_9 = 7.98306$$

$$c_9 = 17.756 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_8 - E_9 + W_{ısı.} = 2.5362 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_8 - e_9) + W_{ısı.} = 2.5362 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.25360$ \$/h, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.4876$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için su ısıtıcısından yararlanılır.

Su ısıtıcısının bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 3.26 \text{ \$}/h$$

Isıtıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_{13} + C_w + Z = C_{12}$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.0452 \text{ \$}/g$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 8.8 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece ısıtıcı batarya, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 25878.75 + 1400$$

$$Z_{yat} = 27278.75 \text{ \$}/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 14025.72 + 70080$$

$$Z_{işlet} = 84105.72 \text{ \$}/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 18.155 \text{ \$}/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10} E_{10} = 40.4 \$/h$$

$$c_{10} = 0.536453 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 125.4507kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_{10} - e_9) + m_{su} (e_{12} - e_{13}) + W_{soğ} = 275.1705kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 12.54507 \$/h$, $C_L = 27.51705 \$/h$, $y_D = 0.3131$, $y_L = 0.6869$ ve $f = 0.3118$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 8.9'dan yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316 \$/h$, $c = 0.542467 \$/gj$, $E_D = 5.5kW$, $C_D = 0.5 \$/h$ ve $f = 0.6735$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 8.18'de gösterilmiştir.

Çizelge 8.18 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%70 dış hava - %30 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	0.13564	-	100	-	0.09767	0.013564	-	87.80
Karışım (4-6)	10.67683	10.67683	50	50	0.09761	1.067683	1.0667683	4.37
Filtre (7-8)	0.19727	-	100	-	0.0966	0.019727	-	83.04
Nemlendirici (8-9)	2.5362	2.5362	50	50	0.4828	0.25362	0.25362	47.76
Istııcı Bat. (9-10)	125.4507	275.1705	31.31	68.69	18.155	12.54507	27.51705	31.18
Vantilatör (10-11)	5	-	100	-	1.0316	0.5	-	67.35

8.7 %80 Dış Hava %20 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

8.7.1 Ekserji Analizi

Kış karışım havası : %80 dış hava - %20 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = 1.3 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_3' = 0 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_3 = 10 \text{ kJ/kg}$$

Yıkayıcı çıkışı : yıkayıcı hücreden çıkan havanın $\phi = \%80$ olacağı kabul edildi.

$$t_4 = 1.1 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_4' = 0 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_4 = 10 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi : $Q_1 = V_t \times \gamma \times c \times (t_2 - t_4) + Q$

$$Q_1 = 15000 \times 1.22 \times 0.24(18 - 1.1) + 85000 = 158008 \text{ kcal/kg} = 660473 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi 160000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 90kW olan ısıtıcı seçildi.

$$\text{Cihaz çıkış havası : } t_5 = t_4 + \frac{Q_1}{\gamma \times c \times V_t} = 10 + \frac{158008}{1.22 \times 0.24 \times 15000} \cong 38 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_5 = 38 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_5' = 16.6 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_5 = 46 \text{ kJ/kg}$$

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$m_{su} = 4295 \text{ kg/h} = 1.193 \text{ kg/s}$$

Çizelge 8.19 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%80 dış hava - %20 iç hava)

Sıcaklık t ($^{\circ}\text{C}$)	Özgül nem W (kg_s/kg_n)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
-3	0.002948	3.5	0.0286
18	0.0012989	34.5	0.119
1.3	0.004168	10	0.0432
1.1	0.004107	10	0.0430
38	0.043778	46	0.3824

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücrelerinden karışım hücrelerine giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücresine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_5 = 2.31581 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinde %80 dış hava ile %20 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = 1.3 + 273 = 274.3 \text{ }^\circ\text{K} \quad w_6 = 0.004168$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.0067$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.1077 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.1077 \text{ kJ/kg}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kpa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 0.06915 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, nemlendiriciden çıkış noktasıdır. nemlendiricide 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır.

Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_9 = 1.1 + 273 = 274.1 \text{ } ^\circ\text{K} \quad w_9 = 0.004107$$

$$P_8 = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_9 = 0.006603$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_9 = -0.02374 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. 5 borulu ısıtıcı kullanıldığından 80 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_{10} = 101.005 \text{ kPa}$ olur. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 14.7319 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri 10 noktasınınkine aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_{11} = e_{10} = 14.7319$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = 589.716 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_{13} = 501.59 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 8.20’de görebiliriz.

Çizelge 8.20 Noktaların fiziksel değer tablosu (%80 dış hava - %20 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
2	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
3	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
4	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
5	291	101.005	34.5	0.119	2.31581	5.112	11.8384
6	274.3	101.245	10	0.0432	0.1077	5.112	0.55056
7	274.3	101.245	10	0.0432	0.1077	5.112	0.55056
8	274.3	101.195	10	0.0432	0.06915	5.112	0.3535
9	274.1	101.085	10	0.0430	-0.02374	5.112	-0.12136
10	311	101.005	46	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
11	311	101.005	46	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
12	363	70.18	2282.39	6.2848	589.716	1.193	703.5312
13	343	31.198	2332.99	6.7986	501.59	1.193	598.397

8.7.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi kış şartları için 7 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, nemlendirici, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 8.2'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 4.0752$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 8.3'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 0.13564$ kW, $C_D = 0.013564$ \$/h ve $f = 0.878$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %80'ini kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.80 = 0.66056 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 30.7237 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.20 = 0.16514 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 7.681 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 8.5'i inceleriz. Burada sadece ısıtıcı, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{soğ} = 28365.62 + 1700$$

$$Z_{yat} = 30065.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ\ ek.} = 19729.28 + 78840$$

$$Z_{işlet} = 98569.28 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 21.2574 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 0.5889 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 14.04025 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 11.30934 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 11.30934 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 1.130934 \text{ } \$/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.04137$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 8.6'dan yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \$/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 7.8266 \$/h$$

$$c_8 = 22.1403 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.19706 \text{ kW}$, $C_D = 0.019706 \$/h$, $y_D = 1$ ve $f = 0.8305$ olarak bulunur.

Nemlendirici Hücresi:

Şekil 8.7'den yararlanılarak nemlendirici hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.4828 \$/h$$

Nemlendirici için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_8 + C_w + Z = C_9$$

$$C_9 = c_9 E_9 = 8.5094$$

$$c_9 = 70.117 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{\text{soğ}}} = E_8 - E_9 + W_{\text{isl.}} = 2.47486 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_8 - e_9) + W_{ısı.} = 2.47486 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.247486 \text{ \$}/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.4938$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için su ısıtıcısından yararlanılır.

Su ısıtıcısının bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 3.26 \text{ \$}/h$$

Isıtıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_{13} + C_w + Z = C_{12}$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.045275 \text{ \$}/g_j$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 8.8 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece ısıtıcı batarya, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 25878.75 + 1700$$

$$Z_{yat} = 27578.75 \text{ \$}/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 14025.72 + 78840$$

$$Z_{işlet} = 92865.72 \text{ \$}/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 20.02 \text{ \$}/h$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10} E_{10} = 43.6539 \$/h$$

$$c_{10} = 0.57966 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 134.70334 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_{10} - e_9) + m_{su} (e_{12} - e_{13}) + W_{soğ} = 285.56515 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 13.470334 \$/h$, $C_L = 28.556515 \$/h$, $y_D = 0.3205$, $y_L = 0.6795$ ve $f = 0.3226$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 8.9'dan yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316 \$/h$, $c = 0.5889 \$/gj$, $E_D = 5.5 kW$, $C_D = 0.5 \$/h$ ve $f = 0.6735$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 8.21'de gösterilmiştir.

Çizelge 8.21 Klima santralının her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%80 dış hava - %20 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	0.13564	-	100	-	0.09767	0.013564	-	87.80
Karışım (4-6)	11.30934	11.30934	50	50	0.09761	1.130934	1.130934	4.14
Filtre (7-8)	0.19706	-	100	-	0.0966	0.019706	-	83.05
Nemlendirici (8-9)	2.47486	2.47486	50	50	0.4828	0.247486	0.247486	49.38
Isıtıcı Bat. (9-10)	134.70334	285.56515	32.05	67.95	20.02	13.470334	28.556515	32.26
Vantilatör (10-11)	5	-	100	-	1.0316	0.5	-	67.35

8.8 %90 Dış Hava %10 İç Hava Oranına Göre Termoekonomik Analiz

8.8.1 Ekserji Analizi

Kış karışım havası : %90 dış hava - %10 iç havadan alındığı kabul edildi.

$$t_3 = -1 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_3' = -2 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_3 = 7 \text{ kJ/kg}$$

Yıkayıcı çıkışı : yıkayıcı hücreden çıkan havanın $\phi = \%80$ olacağı kabul edildi.

$$t_4 = -1.05 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_4' = -2 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_4 = 7 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi : $Q_1 = V_t \times \gamma \times c \times (t_2 - t_4) + Q$

$$Q_1 = 15000 \times 1.2 \times 0.24 (18 - (-1.05)) + 85000 = 167296 \text{ kcal/kg} = 699297 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi 170000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 100kW olan ısıtıcı seçildi.

$$\text{Cihaz çıkış havası : } t_5 = t_4 + \frac{Q_1}{\gamma \times c \times V_t} = 10 + \frac{167296}{1.22 \times 0.24 \times 15000} \cong 38 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_5 = 38 \text{ }^{\circ}\text{C KT} \quad t_5' = 16.1 \text{ }^{\circ}\text{C YT} \quad h_5 = 45 \text{ kJ/kg}$$

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$m_{su} = 4280 \text{ kg/h} = 1.189 \text{ kg/s}$$

Çizelge 8.22 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%90 dış hava - %10 iç hava)

Sıcaklık $t \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	Özgül nem $W \text{ (kg/kg}_h\text{)}$	Entalpi $h \text{ (kJ/kg)}$	Entropi $s \text{ (kJ/kgK)}$
-3	0.002948	3.5	0.0286
18	0.0012989	34.5	0.119
-1	0.0034874	7	0.0336
-1.05	0.0034734	7	0.0335
38	0.043778	45	0.3824

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$$e_2 = e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

3 Noktası İçin :

Bu nokta, kullanmayacağımız havanın egzost ünitesinden dış ortama atıldığı noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

4 Noktası İçin :

Bu nokta, egzost hücresinden karışım hücresine giriş noktasıdır. Ve üç noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Yani ekserjileri aynıdır.

$$e_4 = e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg}$$

5 Noktası İçin :

Bu nokta, şartlandırdığımız iç havanın karışım hücresine belirlediğimiz oranda alındığı noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_5 = 2.31581 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

6 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinde %90 dış hava ile %10 iç havanın karıştırıldıktan sonraki fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_6 = -1 + 273 = 272 \text{ °K} \quad w_6 = 0.0034874$$

$$P_6 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_6 = 0.005608$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = 0.02 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_7 = e_6 = 0.02 \text{ kJ/kg}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195 \text{ kPa}$ olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = -0.018606 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta, nemlendiriciden çıkış noktasıdır. nemlendiricide 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır.

Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$T_9 = -1.05 + 273 = 271.95 \text{ }^\circ\text{K} \quad w_9 = 0.0034734$$

$$P_8 = 101.085 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_9 = 0.005584$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_9 = -0.10583 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. 5 borulu ısıtıcı kullanıldığından 80 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_{10} = 101.005 \text{ kPa}$ olur. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_{10} = 14.7319 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

11 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri 10 noktasınıninkiyle aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_{11} = e_{10} = 14.7319$$

12 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$$e_{12} = 589.716 \text{ kJ/kg} \text{ olarak bulunur.}$$

13 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_{13} = 501.59 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 8.23’de görebiliriz.

Çizelge 8.23 Noktaların fiziksel değer tablosu (90 dış hava - %10 iç hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
2	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
3	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
4	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
5	291	101.005	34.5	0.119	2.31581	5.112	11.8384
6	272	101.245	7	0.0336	0.02	5.112	0.10224
7	272	101.245	7	0.0336	0.02	5.112	0.10224
8	272	101.195	7	0.0336	-0.018606	5.112	-0.095114
9	271.95	101.085	7	0.0335	-0.10583	5.112	-0.541
10	311	101.005	45	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
11	311	101.005	45	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
12	363	70.18	2282.39	6.2848	589.716	1.189	701.1723
13	343	31.198	2332.99	6.7986	501.59	1.189	596.3905

8.8.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi kış şartları için 7 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, nemlendirici, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 8.2'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 4.0752$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 8.3'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 + C_4 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 0.13564$ kW, $C_D = 0.013564$ \$/h ve $f = 0.878$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %90'ını kullandığımızdan;

$$C_4 = 0.8257 \times 0.90 = 0.74313 \text{ $/h}$$

$$C_4 = c_4 \times E_4$$

$$c_4 = 34.5642 \text{ $/gj}$$

$$C_3 = 0.8257 \times 0.10 = 0.08257 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$c_3 = 3.8404 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 8.5'i inceleriz. Burada sadece ısıtıcı, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{soğ} = 28365.62 + 2000$$

$$Z_{yat} = 30365.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ\ elk.} = 19729.28 + 87600$$

$$Z_{işlet} = 107329.28 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 23.1214 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + C_w + C_{12} + Z = C_{11} + C_{13}$$

$$c_{11} = c_5 = 0.63532 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_4 + C_5 + Z = C_6$$

$$c_6 = 81.788 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = (E_4 + E_5) - E_6 = 11.75766 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{kar}} = m_{kar} [(e_4 + e_5) - e_6] = 11.75766 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 1.175766 \$/h$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.0398$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 8.6'dan yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \$/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + Z = C_8$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 8.4586 \$/h$$

$$c_8 = 88.62741 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.19768$ kW, $C_D = 0.019768$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.8301$ olarak bulunur.

Nemlendirici Hücresi:

Şekil 8.7'den yararlanılarak nemlendirici hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.4828 \$/h$$

Nemlendirici için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_8 + C_w + Z = C_9$$

$$C_9 = c_9 E_9 = 9.1414$$

$$c_9 = 16.897 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{\text{soğ}}} = E_8 - E_9 + W_{\text{isl.}} = 2.44324 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_8 - e_9) + W_{ısı.} = 2.44324 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = C_L = 0.244324 \text{ \$/h}$, $y_D = y_L = 0.5$ ve $f = 0.497$ olarak bulunur

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{12} = c_{13}$) bulmak için su ısıtıcısından yararlanılır.

Su ısıtıcısının bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 3.26 \text{ \$/h}$$

Isıtıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_{13} + C_w + Z = C_{12}$$

$$c_{12} = c_{13} = 0.045428 \text{ \$/gj}$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 8.8 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece ısıtıcı batarya, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 25878.75 + 2000$$

$$Z_{yat} = 27878.75 \text{ \$/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 14025.72 + 87600$$

$$Z_{işlet} = 101625.72 \text{ \$/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 21.88 \text{ \$/h}$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_9 + C_{12} + C_w + Z = C_{10} + C_{13}$$

$$C_{10} = c_{10} E_{10} = 47.14 \text{ \$}/h$$

$$c_{10} = 0.626 \text{ \$}/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_9 + E_{12} - (E_{10} + E_{13}) + W_{soğ} = 143.9313 \text{ kW}$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_{10} - e_9) + m_{su} (e_{12} - e_{13}) + W_{soğ} = 295.6323 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 14.39313 \text{ \$}/h$, $C_L = 29.56323 \text{ \$}/h$, $y_D = 0.3274$, $y_L = 0.6726$ ve $f = 0.3323$ olarak bulunur.

Tahrip olan ekserjinin maliyeti;

Vantilatör Hücresi :

Şekil 8.9'dan yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316 \text{ \$}/h$, $c = 0.62532 \text{ \$}/gj$, $E_D = 5.5 \text{ kW}$, $C_D = 0.5 \text{ \$}/h$ ve $f = 0.6735$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 8.24'de gösterilmiştir.

Çizelge 8.24 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%90 dış hava - %10 iç hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-4)	0.13564	-	100	-	0.09767	0.013564	-	87.80
Karışım (4-6)	11.75766	11.75766	50	50	0.09761	1.175766	1.175766	3.98
Filtre (7-8)	0.19768	-	100	-	0.0966	0.019768	-	83.01
Nemlendirici (8-9)	2.44324	2.44324	50	50	0.4828	0.244324	0.244324	49.70
Istııcı Bat. (9-10)	143.9313	295.6323	32.74	67.23	21.88	14.39313	29.56323	33.23
Vantilatör (10-11)	5	-	100	-	1.0316	0.5	-	67.35

8.9 %100 Dış Hava Alımına Göre Termoekonomik Analiz

8.9.1 Ekserji Analizi

Kış karışım havası : %100 dış hava alındığı kabul edildi.

$$t_3 = -3 \text{ °C KT} \quad t_3' = -4.2 \text{ °C YT} \quad h_3 = 3.5 \text{ kJ/kg}$$

Yıkayıcı çıkışı : yıkayıcı hücreden çıkan havanın $\phi = \%80$ olacağı kabul edildi.

$$t_4 = -3 \text{ °C KT} \quad t_4' = -4.2 \text{ °C YT} \quad h_4 = 3.5 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi : $Q_1 = V_t \times \gamma \times c \times (t_2 - t_4) + Q$

$$Q_1 = 15000 \times 1.2 \times 0.24(18 - (-3)) + 85000 = 175720 \text{ kcal/kg} = 734506 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma kapasitesi 175000 kcal/kg ve saatteki elektrik tüketimi 105kW olan ısıtıcı seçildi.

$$\text{Cihaz çıkış havası : } t_5 = t_4 + \frac{Q_1}{\gamma \times c \times V_t} = 10 + \frac{175720}{1.22 \times 0.24 \times 15000} \cong 38 \text{ °C}$$

$$t_5 = 38 \text{ °C KT} \quad t_5' = 15.7 \text{ °C YT} \quad h_5 = 44 \text{ kJ/kg}$$

Suyun kütleli debisi : $m \times \Delta h = m_{su} \times c_{su} \times \Delta t$

$$m_{su} = 4280 \text{ kg/h} = 1.183 \text{ kg/s}$$

Çizelge 8.25 Sistemdeki noktaların fiziksel değerleri (%100 dış hava)

Sıcaklık t (°C)	Özgül nem W (kg/kg _h)	Entalpi h (kJ/kg)	Entropi s (kJ/kgK)
-3	0.002948	3.5	0.0286
18	0.0012989	34.5	0.119
38	0.043778	45	0.3824

1 Noktası İçin :

Bu nokta dış havanın klima santraline alındığı aspiratöre giriş noktasıdır. Bir noktasının fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

2 Noktası İçin :

İki noktası aspiratörden çıkan havanın özelliklerini taşır. Aspiratörde hiçbir fiziksel değişiklik olmadığından, iki noktası bir noktasındaki bütün fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri aynıdır.

$e_2 = e_1 = 0.034945 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

3 Noktası İçin :

Bu nokta, havanın egzost ünitesinin içindeki noktadır. Ekzost hücresinde 40 kPa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$e_3 = 0.004205 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

4 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücresindeki %100 dış havanın fiziksel özellikleri veren noktadır.

$$T_4 = -3 + 273 = 270 \text{ °K} \quad w_4 = 0.002948$$

$$P_4 = 101.245 \text{ kPa} \quad \tilde{w}_4 = 0.00474$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$e_4 = -0.026555 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

5 Noktası İçin :

Bu nokta, karışım hücrelerinden çıkan havanın filtreye giriş noktasıdır ve altı noktasıyla aynı fiziksel özellikleri taşır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$e_5 = e_4 = -0.026555 \text{ kJ/kg}$

6 Noktası İçin :

Bu nokta v-tipi filtreden çıkış noktasıdır. Filtrede 50 kpa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_8 = 101.195$ kPa olur. Diğer bütün fiziksel özellikleri yedi noktasınıkiyle aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_6 = -0.65055 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

7 Noktası İçin :

Bu nokta, nemlendiriciden çıkış noktasıdır. nemlendiricide 110 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın fiziksel özellikleri;

$$\begin{aligned} T_7 &= -3+273 = 270 \text{ }^\circ\text{K} & w_7 &= 0.002948 \\ P_7 &= 101.085 \text{ kPa} & \tilde{w}_7 &= 0.00474 \end{aligned}$$

Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_7 = -0.149687 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

8 Noktası İçin :

Bu nokta ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. 5 borulu ısıtıcı kullanıldığından 80 Pa'lık bir basınç kaybı vardır. Bu noktanın basınç değeri $P_{10} = 101.005$ kPa olur. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.1) denklemi yardımıyla hesaplanırsa;

$$e_8 = 14.7319 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

9 Noktası İçin :

Bu nokta vantilatör hücresinden çıkan şartlandırılmış havanın ortama girdiği noktadır. Bu noktanın fiziksel özellikleri 8 noktasınıkiyle aynıdır. Dolayısıyla ekserjileri eşittir.

$$e_9 = e_8 = 14.7319$$

10 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıya giriş noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_{10} = 589.716 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

11 Noktası İçin :

Bu nokta, ısıtma suyunun ısıtıcıdan çıkış noktasıdır. Bu noktanın fiziksel özellikleri bütün karışım oranlarında aynıdır. Bu noktanın ekserjisi (6.2) denklemi yardımıyla hesaplanmıştır ve bütün karışım oranlarında değişmez.

$e_{11} = 501.59 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Belirlediğimiz noktalar için bulduğumuz fiziksel değerleri Tablo 8.26'da görebiliriz.

Çizelge 8.26 Noktaların fiziksel değer tablosu(%100 dış hava)

	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	m (kg/s)	E (kJ/s)
1	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
2	270	101.325	3.5	0.0286	0.034945	5.112	0.17864
3	270	101.285	3.5	0.0286	0.004205	5.112	0.0215
4	270	101.245	3.5	0.0286	-0.026555	5.112	-0.13575
5	270	101.245	3.5	0.119	-0.026555	5.112	-0.13575
6	270	101.195	3.5	0.0336	-0.065055	5.112	-0.33256
7	270	101.085	3.5	0.0336	-0.149687	5.112	-0.7652
8	311	101.005	44	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
9	311	101.005	44	0.3824	14.7319	5.112	75.3095
10	363	70.18	2282.39	6.2848	589.716	1.183	697.634
11	343	31.198	2332.99	6.7986	501.59	1.183	593.381

8.9.2 Exergoekonomik Analiz

Bu klima sistemi için parasal değerler $CRF = 0.0736$, $k = 0.98$, $CELF = 1.198$ ve $M = 1.163$ olarak hesaplanmıştır.

İncelenen klima sistemi kış şartları için 7 üniteye ayrılmıştır. Bunlar aspiratör, egzost, karışım, filtre, nemlendirici, ısıtıcı-soğutucu batarya ve vantilatör hücreleridir.

Aspiratör Hücresi :

Şekil 8.2'den yararlanılarak aspiratör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.5098$ \$/h, $C = 0.728$ \$/h, $c = 4.0752$ \$/gj, $E_D = 2.2$ kW, $C_D = 0.22$ \$/h ve $f = 0.6985$ olarak bulunmuştur.

Egzost Hücresi :

Şekil 8.3'den yararlanılarak egzost hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), maliyet denklemi yardımıyla birim ekserji akımının fiyatı (C), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 0.09767$ \$/h, $C_3 = 0.8257$ \$/h, $E_D = 0.15714$ kW, $C_D = 0.015714$ \$/h ve $f = 0.8614$ olarak bulunmuştur.

Gelen dış havanın %100'ünü kullandığımızdan;

$$C_3 = 0.8257 \times 1 = 0.8257 \text{ $/h}$$

$$C_3 = c_3 \times E_3$$

$$0.8257 = c_3 \times 0.0215$$

$$c_3 = 38.40465 \text{ $/gj}$$

Karışım Hücresi :

Karışım hücresindeki 5 numaralı noktadaki birim ekserjinin ortalama fiyatını (c_5) bulabilmek için Şekil 8.5'i inceleriz. Burada sadece ısıtıcı, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{d1} ve Z_{d2} diyelim.

Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider;

$$Z_{yat} = Z_{d1} + Z_{soğ} = 28365.62 + 2200$$

$$Z_{yat} = 30565.62 \$/sene$$

$$Z_{işlet} = Z_{d2} + Z_{soğ\ elk.} = 19729.28 + 91980$$

$$Z_{işlet} = 111709.28 \$/sene$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 24.054 \$/h$$

Sistem için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_3 + C_w + C_{10} + Z = C_9 + C_{11}$$

$$c_9 = 0.66 \$/gj$$

Karışım hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri denklem (6.8) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu değer bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 0.09761 \$/h$$

Karışım hücresi için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_3 + Z = C_4$$

$$c_4 = 6.8015 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{kar}} = E_3 - E_4 = 0.15725 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 0.015725$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.8612$ olarak bulunur.

Filtre Hücresi :

Şekil 8.6'dan yararlanılarak filtre hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.0966 \text{ \$}/h$$

Filtre için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_5 + Z = C_6$$

$$C_6 = c_6 E_6 = 1.02 \text{ \$}/h$$

$$c_6 = 3.0671 \text{ \$}/gj$$

Tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.14), (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $E_D = 0.19681$ kW, $C_D = 0.019681$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.8307$ olarak bulunur.

Nemlendirici Hücresi:

Şekil 8.7'den yararlanılarak nemlendirici hücresi için gerekli değerleri buluruz. Bir değere getirilmiş yıllık toplam gider bütün karışım oranlarında değişmediğinden aynıdır.

$$Z = 0.4828 \text{ \$}/h$$

Nemlendirici için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_6 + C_w + Z = C_7$$

$$C_7 = c_7 E_7 = 1.5228$$

$$c_7 = 2 \text{ \$}/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_6 - E_7 + W_{ısı.} = 2.43264 \text{ kW}$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), tahrip olan ekserji oranı (y_D), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.18), ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 0.243264$ \$/h, $y_D = 1$ ve $f = 0.665$ olarak bulunur.

Isıtıcı-Soğutucu Batarya Hücresi :

Isıtıcı-soğutucu batarya hücresindeki suyun giriş ve çıkışındaki birim ekserjinin ortalama fiyatını ($c_{10} = c_{11}$) bulmak için su ısıtıcısından yararlanılır.

Su ısıtıcısının bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri bütün karışım oranları için aynıdır.

$$Z = 3.26 \text{ $/h}$$

Isıtıcı için maliyet denge denklemi;

$$C_{11} + C_w + Z = C_{10}$$

$$c_{10} = c_{11} = 0.045658 \text{ $/gj}$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için gerekli değerleri Şekil 8.8 yardımıyla hesaplarız. Burada sadece ısıtıcı batarya, yatırım ve işletme maliyetlerinde değişikliğe uğrar. Diğer değerler değişmediğinden biz bu değerlerin hepsinin toplamına Z_{s1} ve Z_{s2} diyelim.

$$Z_{yat} = Z_{s1} + Z_{ısı bat} = 25878.75 + 2200$$

$$Z_{yat} = 28078.75 \text{ $/sene}$$

$$Z_{işlet} = Z_{s2} + Z_{soğ elk.} = 14025.72 + 91980$$

$$Z_{işlet} = 106005.72 \text{ $/sene}$$

$$Z = (Z_{yat} + Z_{işl})M = 22.816 \text{ $/h}$$

Isıtıcı-soğutucu batarya için maliyet denklemi yazılırsa;

$$C_7 + C_{10} + C_w + Z = C_8 + C_{11}$$

$$C_8 = c_8 E_8 = 41.1 \$/h$$

$$c_8 = 0.55 \$/gj$$

Tahrip olan ekserji;

$$E_{D_{soğ}} = E_7 + E_{10} - (E_8 + E_{11}) + W_{soğ} = 148.1783 kW$$

Kayıp ekserji;

$$E_{L_{soğ}} = m_{hava} (e_8 - e_7) + m_{su} (e_{10} - e_{11}) + W_{soğ} = 300.3277 kW$$

Tahrip olan ekserjinin maliyeti (C_D), kayıp ekserjinin maliyeti (C_L), tahrip olan ekserji oranı (y_D), kayıp ekserji oranı (y_L), ve termoekonomik faktör (f), sırasıyla, denklemler (6.16), (6.17), (6.18), (6.19) ve (6.20) yardımıyla, $C_D = 14.81783 \$/h$, $C_L = 30.03277 \$/h$, $y_D = 0.3304$, $y_L = 0.6696$ ve $f = 0.3372$ olarak bulunur.

Vantilatör Hücresi :

Şekil 8.9'dan yararlanılarak vantilatör hücresi için bir değere getirilmiş yıllık toplam gider (Z), birim ekserjinin ortalama fiyatı (c), tahrip olan ekserji (E_D), tahrip olan ekserjinin maliyet (C_D) ve termoekonomik faktör (f) bütün karışım oranları için hep sabittir ve bölüm 7.1'de hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler sırasıyla $Z = 1.0316 \$/h$, $c = 0.66 \$/gj$, $E_D = 5.5 kW$, $C_D = 0.5 \$/h$ ve $f = 0.6735$ olarak bulunmuştur.

Burada bulduğumuz değerler tablo 8.27'de gösterilmiştir. -

Çizelge 8.27 Klima santralinin her bir elemanı için hesaplanan termoekonomik değerler (%100 dış hava)

	Tahrip olan ekserji E_D (kW)	Kayıp ekserji E_L (kW)	Tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)	Kayıp ekserji oranı Y_L (%)	Bir değere getirilmiş yıllık toplam değer Z (\$/h)	Tahrip olan ekserjinin maliyeti C_D (\$/h)	Kayıp ekserjinin maliyeti C_L (\$/h)	Termoekonomik faktör f (%)
Aspiratör (1-2)	2.2	-	100	-	0.5098	0.22	-	69.85
Egzost (2-3)	0.15714	-	100	-	0.09767	0.015714	-	86.14
Karışım (3-5)	0.15725	-	100	-	0.09761	0.015725	-	86.12
Filtre (5-6)	0.19681	-	100	-	0.0966	0.019681	-	83.07
Nemlendirici (6-7)	2.43265	-	100	-	0.4828	0.243265	-	66.50
Istıcıcı Bat. (7-8)	148.1783	300.3277	33.04	66.96	22.816	14.81783	30.03277	33.72
Vantilatör (8-9)	5	-	100	-	1.0316	0.5	-	67.35

Tablo 8.28 Maliyet çizelgesi (%25 dış hava - %75 iç hava)

İlk Yatırım Maliyeti :		\$	\$
1. Vantilatör (18/18)	1 ad.	177	177
Elek. Motoru (5 kw 1450 d/d)	1 ad.	146.15	146.15
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			377.2
2. Aspiratör (15/15)	1 ad.	100	100
Elek. Motoru (2,2 kw 1450 d/d)	1 ad.	92.31	92.31
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			246.36
3. Profil	101.5 m	5.8	588.7
4. Köşe	48 ad.	0.8	38.4
5. İzole	25 m ²	3.85	96.25
6. Filtre	5 m ²	3.85	19.25
7. DKP Saç	270 kg	0.5	135
8. GLV Saç	90 kg	0.7	63
9. Soğutucu Bat. (75 kw) (90000 kcal/h)		1000	1000
10. Isıtıcı Bat. (50 kw) (120000 kcal/h)		500	500
11. Ana Kolon (3")	8 m	5.4	43.2
Fıskiye Borusu (1/4")	24 m	1.54	39.96
Flanş	4 ad.	3	12
Seperatör	170 m	3	510
Deflaktör	120 m	2.7	324
Seperatör Tarağı	14 m	7.5	105
Deflaktör Tarağı	14 m	7.5	105
Pompa	1 ad.	25	25
Nemlendirici Hücre			1164.16
12. Kanallar	80 m	2	160

13. İşçilik	130 saat	10	1300
14. R134a Soğutma Sis.	1 ad.		24075.6
15. Isıtıcı (15kW)	1 ad.	100	100
Toplam yatırım maliyeti			29863.92

<u>Senelik İşletme-Bakım Onarım Masrafları:</u>	<u>\$/Sene</u>

1. Servis	1500
2. Soğutucu bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (75 kW)	65700
3. Isıtıcı bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (50kW)	43800
4. Isıtıcının tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (15kW)	13140
5. Nemlendiricideki pompanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (2kW)	1752
6. Fan (vantilatör ve aspiratör) (5 + 2.2) = 7.2 kW	6300
7. Personel (2 kişi)	1000
8. Vergi-Sigorta	600
9. R134a Soğutma Sis.	46771.2
Toplam işletme-bakım masrafları	180563.2

Çizelge 8.29 Maliyet çizelgesi (%30 dış hava - %70 iç hava)

İlk Yatırım Maliyeti :		\$	\$
1. Vantilatör (18/18)	1 ad.	177	177
Elek. Motoru (5 kw 1450 d/d)	1 ad.	146.15	146.15
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			377.2
2. Aspiratör (15/15)	1 ad.	100	100
Elek. Motoru (2,2 kw 1450 d/d)	1 ad.	92.31	92.31
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			246.36
3. Profil	101.5 m	5.8	588.7
4. Köşe	48 ad.	0.8	38.4
5. İzole	25 m ²	3.85	96.25
6. Filtre	5 m ²	3.85	19.25
7. DKP Saç	270 kg	0.5	135
8. GLV Saç	90 kg	0.7	63
9. Soğutucu Bat. (75 kw) (90000 kcal/h)		1000	1000
10. Isıtıcı Bat. (50 kw) (120000 kcal/h)		500	500
11. Ana Kolon (3")	8 m	5.4	43.2
Fıskiye Borusu (1/4")	24 m	1.54	39.96
Flanş	4 ad.	3	12
Seperatör	170 m	3	510
Deflaktör	120 m	2.7	324
Seperatör Tarağı	14 m	7.5	105
Deflaktör Tarağı	14 m	7.5	105
Pompa	1 ad.	25	25
Nemlendirici Hücre			1164.16
12. Kanallar	80 m	2	160

13. İşçilik	130 saat	10	1300
14. R134a Soğutma Sis.	1 ad.		24075.6
15. Isıtıcı (15kW)	1 ad.	100	100
Toplam yatırım maliyeti			29863.92

<u>Senelik İşletme-Bakım Onarım Masrafları:</u>	<u>\$/Sene</u>

1. Servis	1500
2. Soğutucu bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (75 kW)	65700
3. Isıtıcı bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (50kW)	43800
4. Isıtıcının tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (15kW)	13140
5. Nemlendiricideki pompanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (2kW)	1752
6. Fan (vantilatör ve aspiratör) (5 + 2.2) = 7.2 kW	6300
7. Personel (2 kişi)	1000
8. Vergi-Sigorta	600
9. R134a Soğutma Sis.	46771.2

Toplam işletme-bakım masrafları 180563.2

Çizelge 8.30 Maliyet çizelgesi (%40dış hava - %60 iç hava)

İlk Yatırım Maliyeti :		\$	\$
1. Vantilatör (18/18)	1 ad.	177	177
Elek. Motoru (5 kw 1450 d/d)	1 ad.	146.15	146.15
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			377.2
2. Aspiratör (15/15)	1 ad.	100	100
Elek. Motoru (2,2 kw 1450 d/d)	1 ad.	92.31	92.31
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			246.36
3. Profil	101.5 m	5.8	588.7
4. Köşe	48 ad.	0.8	38.4
5. İzole	25 m ²	3.85	96.25
6. Filtre	5 m ²	3.85	19.25
7. DKP Saç	270 kg	0.5	135
8. GLV Saç	90 kg	0.7	63
9. Soğutucu Bat. (80 kw) (100000 kcal/h)		1250	1250
10. Isıtıcı Bat. (60 kw) (130000 kcal/h)		700	700
11. Ana Kolon (3")	8 m	5.4	43.2
Fıskiye Borusu (1/4")	24 m	1.54	39.96
Flanş	4 ad.	3	12
Seperatör	170 m	3	510
Deflaktör	120 m	2.7	324
Seperatör Tarağı	14 m	7.5	105
Deflaktör Tarağı	14 m	7.5	105
Pompa	1 ad.	25	25
Nemlendirici Hücre			1164.16
12. Kanallar	80 m	2	160

13. İşçilik	130 saat	10	1300
14. R134a Soğutma Sis.	1 ad.		24075.6
15. Isıtıcı	1 ad.	100	100
Toplam yatırım maliyeti			30313.92

Senelik İşletme-Bakım Onarım Masrafları: **\$/Sene**

1. Servis	1500
2. Soğutucu bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (80 kW)	70080
3. Isıtıcı bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (60kW)	52560
4. Isıtıcının tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (15kW)	13140
5. Nemlendiricideki pompanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (2kW)	1752
6. Fan (vantilatör ve aspiratör) (5 + 2.2) = 7.2 kW	6300
7. Personel (2 kişi)	1000
8. Vergi-Sigorta	600
9. R134a Soğutma Sis.	46771.2
Toplam işletme-bakım masrafları	193703.2

Çizelge 8.31 Maliyet çizelgesi (%50 dış hava - %50iç hava)

İlk Yatırım Maliyeti :		\$	\$
1. Vantilatör (18/18)	1 ad.	177	177
Elek. Motoru (5 kw 1450 d/d)	1 ad.	146.15	146.15
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			377.2
2. Aspiratör (15/15)	1 ad.	100	100
Elek. Motoru (2,2 kw 1450 d/d)	1 ad.	92.31	92.31
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			246.36
3. Profil	101.5 m	5.8	588.7
4. Köşe	48 ad.	0.8	38.4
5. İzole	25 m ²	3.85	96.25
6. Filtre	5 m ²	3.85	19.25
7. DKP Saç	270 kg	0.5	135
8. GLV Saç	90 kg	0.7	63
9. Soğutucu Bat. (85 kw) (115000 kcal/h)		1500	1500
10. Isıtıcı Bat. (65 kw) (135000 kcal/h)		900	900
11. Ana Kolon (3")	8 m	5.4	43.2
Fıskiye Borusu (1/4")	24 m	1.54	39.96
Flanş	4 ad.	3.	12
Seperatör	170 m	3	510
Deflaktör	120 m	2.7	324
Seperatör Tarağı	14 m	7.5	105
Deflaktör Tarağı	14 m	7.5	105
Pompa	1 ad.	25	25
Nemlendirici Hücre			1164.16
12. Kanallar	80 m	2	160

13. İşçilik	130 saat	10	1300
14. R134a Soğutma Sis.	1 ad.		24075.6
15. Isıtıcı	1 ad.	100	100
Toplam yatırım maliyeti			30763.92

Senelik İşletme-Bakım Onarım Masrafları:			\$/Sene
1. Servis			1500
2. Soğutucu bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (85 kW)			74460
3. Isıtıcı bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (65kW)			56940
4. Isıtıcının tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (15kW)			13140
5. Nemlendiricideki pompanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (2kW)			1752
6. Fan (vantilatör ve aspiratör) (5 + 2.2) = 7.2 kW			6300
7. Personel (2 kişi)			1000
8. Vergi-Sigorta			600
9. R134a Soğutma Sis.			46771.2
Toplam işletme-bakım masrafları			202463.2

Çizelge 8.32 Maliyet çizelgesi(%60 dış hava - %40 iç hava)

İlk Yatırım Maliyeti :		\$	\$
1. Vantilatör (18/18)	1 ad.	177	177
Elek. Motoru (5 kw 1450 d/d)	1 ad.	146.15	146.15
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			377.2
2. Aspiratör (15/15)	1 ad.	100	100
Elek. Motoru (2,2 kw 1450 d/d)	1 ad.	92.31	92.31
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			246.36
3. Profil	101.5 m	5.8	588.7
4. Köşe	48 ad.	0.8	38.4
5. İzole	25 m ²	3.85	96.25
6. Filtre	5 m ²	3.85	19.25
7. DKP Saç	270 kg	0.5	135
8. GLV Saç	90 kg	0.7	63
9. Soğutucu Bat. (90 kw) (125000 kcal/h)		1750	1750
10. Isıtıcı Bat. (75 kw) (145000 kcal/h)		1200	1200
11. Ana Kolon (3")	8 m	5.4	43.2
Fıskiye Borusu (1/4")	24 m	1.54	39.96
Flanş	4 ad.	3	12
Seperatör	170 m	3	510
Deflaktör	120 m	2.7	324
Seperatör Tarağı	14 m	7.5	105
Deflaktör Tarağı	14 m	7.5	105
Pompa	1 ad.	25	25
Nemlendirici Hücre			1164.16
12. Kanallar	80 m	2	160

13. İşçilik	130 saat	10	1300
14. R134a Soğutma Sis.	1 ad.		24075.6
15. Isıtıcı	1 ad.	100	100
Toplam yatırım maliyeti			31313.92

Senelik İşletme-Bakım Onarım Masrafları:**\$/Sene**

1. Servis	1500
2. Soğutucu bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (90 kW)	78840
3. Isıtıcı bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (75kW)	65700
4. Isıtıcının tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (15kW)	13140
5. Nemlendiricideki pompanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (2kW)	1752
6. Fan (vantilatör ve aspiratör) (5 + 2.2) = 7.2 kW	6300
7. Personel (2 kişi)	1000
8. Vergi-Sigorta	600
9. R134a Soğutma Sis.	46771.2

Toplam işletme-bakım masrafları 215603.2

Çizelge 8.33 Maliyet çizelgesi (%70 dış hava - %30 iç hava)

İlk Yatırım Maliyeti :		\$	\$
1. Vantilatör (18/18)	1 ad.	177	177
Elek. Motoru (5 kw 1450 d/d)	1 ad.	146.15	146.15
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			377.2
2. Aspiratör (15/15)	1 ad.	100	100
Elek. Motoru (2,2 kw 1450 d/d)	1 ad.	92.31	92.31
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			246.36
3. Profil	101.5 m	5.8	588.7
4. Köşe	48 ad.	0.8	38.4
5. İzole	25 m ²	3.85	96.25
6. Filtre	5 m ²	3.85	19.25
7. DKP Saç	270 kg	0.5	135
8. GLV Saç	90 kg	0.7	63
9. Soğutucu Bat. (100 kw) (135000 kcal/h)		2250	2250
10. Isıtıcı Bat. (80 kw) (150000 kcal/h)		1400	1400
11. Ana Kolon (3")	8 m	5.4	43.2
Fıskiye Borusu (1/4")	24 m	1.54	39.96
Flanş	4 ad.	3	12
Seperatör	170 m	3	510
Deflaktör	120 m	2.7	324
Seperatör Tarağı	14 m	7.5	105
Deflaktör Tarağı	14 m	7.5	105
Pompa	1 ad.	25	25
Nemlendirici Hücre			1164.16
12. Kanallar	80 m	2	160

13. İşçilik	130 saat	10	1300
14. R134a Soğutma Sis.	1 ad.		24075.6
15. Isıtıcı	1 ad.	100	100
Toplam yatırım maliyeti			32013.92

<u>Senelik İşletme-Bakım Onarım Masrafları:</u>	<u>\$/Sene</u>

1. Servis	1500
2. Soğutucu bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (100 kW)	87600
3. Isıtıcı bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (80kW)	70080
4. Isıtıcının tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (15kW)	13140
5. Nemlendiricideki pompanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (2kW)	1752
6. Fan (vantilatör ve aspiratör) (5 + 2.2) = 7.2 kW	6300
7. Personel (2 kişi)	1000
8. Vergi-Sigorta	600
9. R134a Soğutma Sis.	46771.2
Toplam işletme-bakım masrafları	228743.2

Çizelge 8.34 Maliyet Çizelgesi (%80 dış hava - %20 iç hava)

İlk Yatırım Maliyeti :		\$	\$
1. Vantilatör (18/18)	1 ad.	177	177
Elek. Motoru (5 kw 1450 d/d)	1 ad.	146.15	146.15
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			377.2
2. Aspiratör (15/15)	1 ad.	100	100
Elek. Motoru (2,2 kw 1450 d/d)	1 ad.	92.31	92.31
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			246.36
3. Profil	101.5 m	5.8	588.7
4. Köşe	48 ad.	0.8	38.4
5. İzole	25 m ²	3.85	96.25
6. Filtre	5 m ²	3.85	19.25
7. DKP Saç	270 kg	0.5	135
8. GLV Saç	90 kg	0.7	63
9. Soğutucu Bat. (100 kw) (140000 kcal/h)		2500	2500
10. Isıtıcı Bat. (90 kw) (160000 kcal/h)		1700	1700
11. Ana Kolon (3")	8 m	5.4	43.2
Fıskiye Borusu (1/4")	24 m	1.54	39.96
Flanş	4 ad.	3	12
Seperatör	170 m	3	510
Deflaktör	120 m	2.7	324
Seperatör Tarağı	14 m	7.5	105
Deflaktör Tarağı	14 m	7.5	105
Pompa	1 ad.	25	25
Nemlendirici Hücre			1164.16
12. Kanallar	80 m	2	160

13. İşçilik	130 saat	10	1300
14. R134a Soğutma Sis.	1 ad.		24075.6
15. Isıtıcı	1 ad.	100	100
Toplam yatırım maliyeti			32563.92

<u>Senelik İşletme-Bakım Onarım Masrafları:</u>	<u>\$/Sene</u>

1. Servis	1500
2. Soğutucu bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (100 kW)	87600
3. Isıtıcı bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (90 kW)	78840
4. Isıtıcının tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (15kW)	13140
5. Nemlendiricideki pompanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (2kW)	1752
6. Fan (vantilatör ve aspiratör) (5 + 2.2) = 7.2 kW	6300
7. Personel (2 kişi)	1000
8. Vergi-Sigorta	600
9. R134a Soğutma Sis.	46771.2
Toplam işletme-bakım masrafları	237503.2

Çizelge 8.35 Maliyet Çizelgesi (%90 dış hava - %10 iç hava)

İlk Yatırım Maliyeti :		\$	\$
1. Vantilatör (18/18)	1 ad.	177	177
Elek. Motoru (5 kw 1450 d/d)	1 ad.	146.15	146.15
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			377.2
2. Aspiratör (15/15)	1 ad.	100	100
Elek. Motoru (2,2 kw 1450 d/d)	1 ad.	92.31	92.31
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			246.36
3. Profil	101.5 m	5.8	588.7
4. Köşe	48 ad.	0.8	38.4
5. İzole	25 m ²	3.85	96.25
6. Filtre	5 m ²	3.85	19.25
7. DKP Saç	270 kg	0.5	135
8. GLV Saç	90 kg	0.7	63
9. Soğutucu Bat. (110 kw) (150000 kcal/h)		3000	3000
10. Isıtıcı Bat. (100 kw) (170000 kcal/h)		2000	2000
11. Ana Kolon (3")	8 m	5.4	43.2
Fıskiye Borusu (1/4")	24 m	1.54	39.96
Flanş	4 ad.	3	12
Seperatör	170 m	3	510
Deflaktör	120 m	2.7	324
Seperatör Tarağı	14 m	7.5	105
Deflaktör Tarağı	14 m	7.5	105
Pompa	1 ad.	25	25
Nemlendirici Hücree			1164.16
12. Kanallar	80 m	2	160

13. İşçilik	130 saat	10	1300
14. R134a Soğutma Sis.	1 ad.		24075.6
15. Isıtıcı	1 ad.	100	100
Toplam yatırım maliyeti			33363.92

<u>Senelik İşletme-Bakım Onarım Masrafları:</u>	<u>\$/Sene</u>

1. Servis	1500
2. Soğutucu bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (110 kW)	96360
3. Isıtıcı bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (100 kW)	87600
4. Isıtıcının tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (15kW)	13140
5. Nemlendiricideki pompanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (2kW)	1752
6. Fan (vantilatör ve aspiratör) (5 + 2.2) = 7.2 kW	6300
7. Personel (2 kişi)	1000
8. Vergi-Sigorta	600
9. R134a Soğutma Sis.	46771.2
Toplam işletme-bakım masrafları	255023.2

Çizelge 8.36 Maliyet Çizelgesi (%100 dış hava)

İlk Yatırım Maliyeti :		\$	\$
1. Vantilatör (18/18)	1 ad.	177	177
Elek. Motoru (5 kw 1450 d/d)	1 ad.	146.15	146.15
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			377.2
2. Aspiratör (15/15)	1 ad.	100	100
Elek. Motoru (2,2 kw 1450 d/d)	1 ad.	92.31	92.31
Motor Kasnağı (Ø 118×17×2)	1 ad.	11.54	11.55
Fan kasnağı (Ø 212×17×2)	1 ad.	23.1	23.1
Kayışlar	2 ad.	7.7	15.4
Lastik Takoz	4 ad.	1	4
			246.36
3. Profil	101.5 m	5.8	588.7
4. Köşe	48 ad.	0.8	38.4
5. İzole	25 m ²	3.85	96.25
6. Filtre	5 m ²	3.85	19.25
7. DKP Saç	270 kg	0.5	135
8. GLV Saç	90 kg	0.7	63
9. Soğutucu Bat. (120 kw) (165000 kcal/h)		4000	4000
10. Isıtıcı Bat. (105 kw) (175000 kcal/h)		2200	2200
11. Ana Kolon (3")	8 m	5.4	43.2
Fıskiye Borusu (1/4")	24 m	1.54	39.96
Flanş	4 ad.	3	12
Seperatör	170 m	3	510
Deflaktör	120 m	2.7	324
Seperatör Tarağı	14 m	7.5	105
Deflaktör Tarağı	14 m	7.5	105
Pompa	1 ad.	25	25
Nemlendirici Hücre			1164.16
12. Kanallar	80 m	2	160

13. İşçilik	130 saat	10	1300
14. R134a Soğutma Sis.	1 ad.		24075.6
15. Isıtıcı	1 ad.	100	100
Toplam yatırım maliyeti			34563.92

<u>Senelik İşletme-Bakım Onarım Masrafları:</u>	<u>\$/Sene</u>

1. Servis	1500
2. Soğutucu bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (120 kW)	105120
3. Isıtıcı bataryanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (105 kW)	91980
4. Isıtıcının tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (15kW)	13140
5. Nemlendiricideki pompanın tükettiği elektrik (0.1\$/kWh) (2kW)	1752
6. Fan (vantilatör ve aspiratör) (5 + 2.2) = 7.2 kW	6300
7. Personel (2 kişi)	1000
8. Vergi-Sigorta	600
9. R134a Soğutma Sis.	46771.2
Toplam işletme-bakım masrafları	268163.2

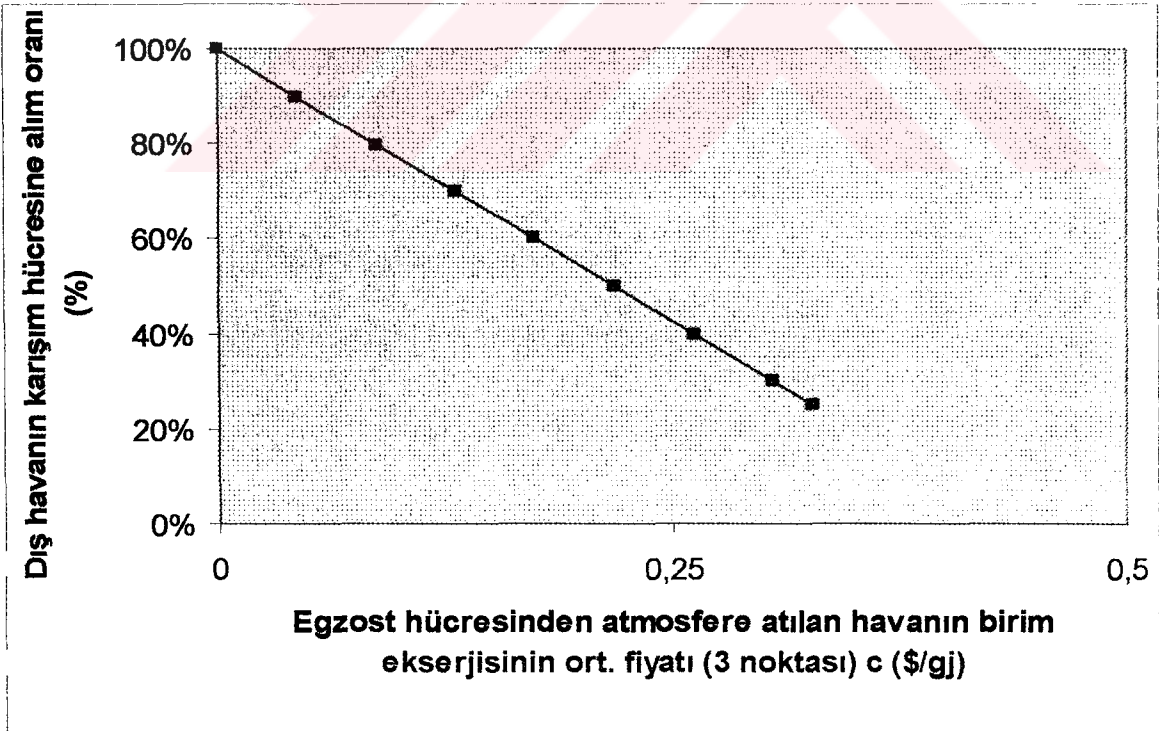
9. SONUÇ ve YORUM

9.1 Yaz İşletme Şartlarında Termoekonomik Analizin Sistemin Elemanlarına Etkisi

9.1.1 Egzost Hücresindeki Etkisi

Çizelge 9.1 Egzost hücresinden atmosfere atılan havanın birim ekserjisinin ort. fiyatı değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım yüzdesi (%)	Egzost hücresinden atmosfere atılan havanın birim ekserjisinin ort. fiyatı (3 noktası) c (\$/gj)
25	0.619275
30	0.57799
40	0.49542
50	0.41285
60	0.33028
70	0.24771
80	0.16154
90	0.08257
100	0



Şekil 9.1 Egzost hücresinden atmosfere atılan havanın birim ekserjisinin ort. fiyatının değişimi

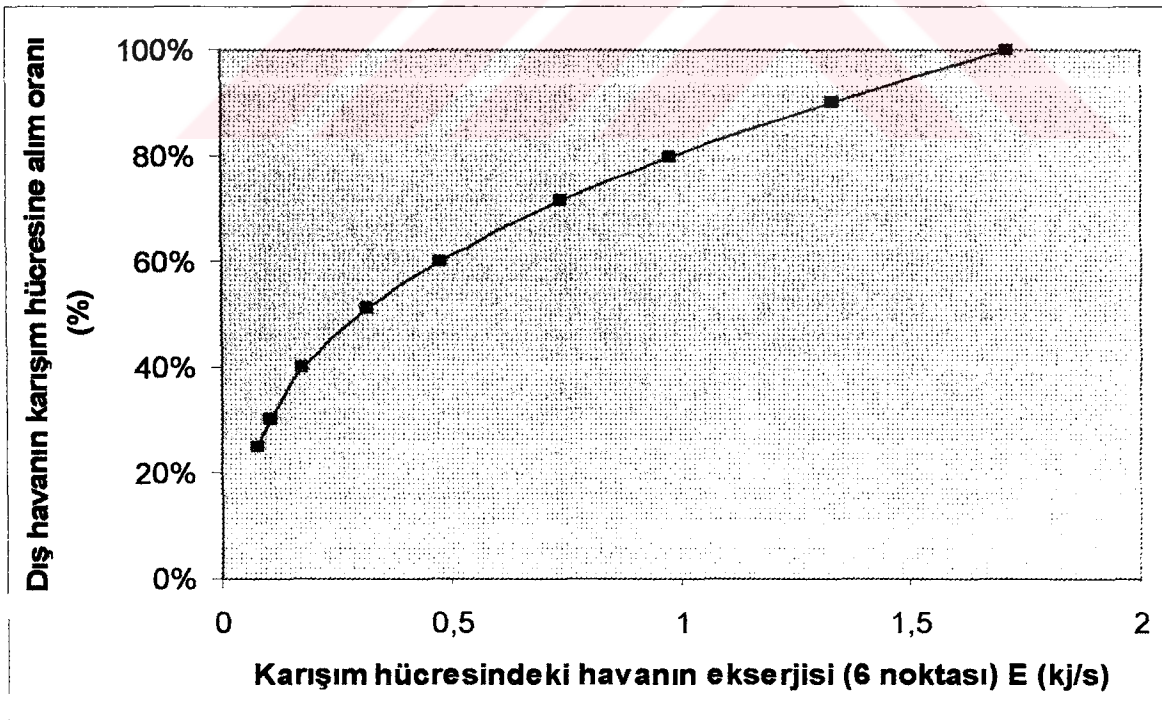
Şekil 9.1’de görüldüğü gibi, atmosferden alınan dış havanın alım oranı arttığında, egzost hücrelerinden atmosfere bıraktığımız havanın birim ekserjisinin ortalama fiyatı düşmektedir. Yani klima santraline %100 dış hava aldığımızda, atmosfere attığımız havanın c’si sıfırdır.

9.1.2 Karışım Hücresindeki Etkisi

Çizelge 9.2 Karışım hücresindeki havanın ekserjisinin değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Karışım hücresindeki havanın ekserjisi (6 noktası) E (kJ/s)
25	0.08
30	0.1056
40	0.175
50	0.32005
60	0.47823
70	0.756
80	0.97
90	1.33
100	1.7136

Şekil 9.2’de görüldüğü gibi, karışım hücresindeki havanın ekserjisi, dışarıdan aldığımız havanın oranının artmasıyla doğru orantılı olarak bir artış göstermektedir.

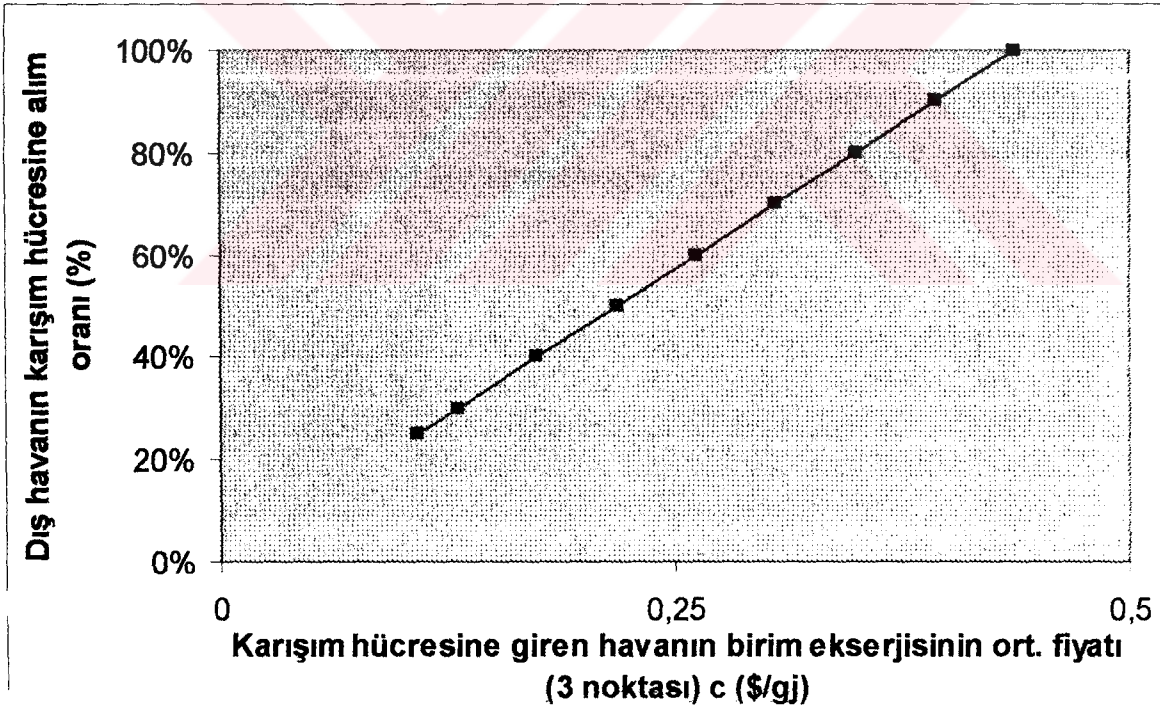


Şekil 9.2 Karışım hücresindeki havanın ekserjisinin değişimi

Çizelge 9.3 Karışım hücresine giren dış havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Karışım hücresine giren dış havanın birim ekserjisinin ort. fiyatı (4 noktası) c (\$/gj)
25	0.1093
30	0.13115
40	0.175
50	0.2186
60	0.2623
70	0.306
80	0.35
90	0.39344
100	0.437156

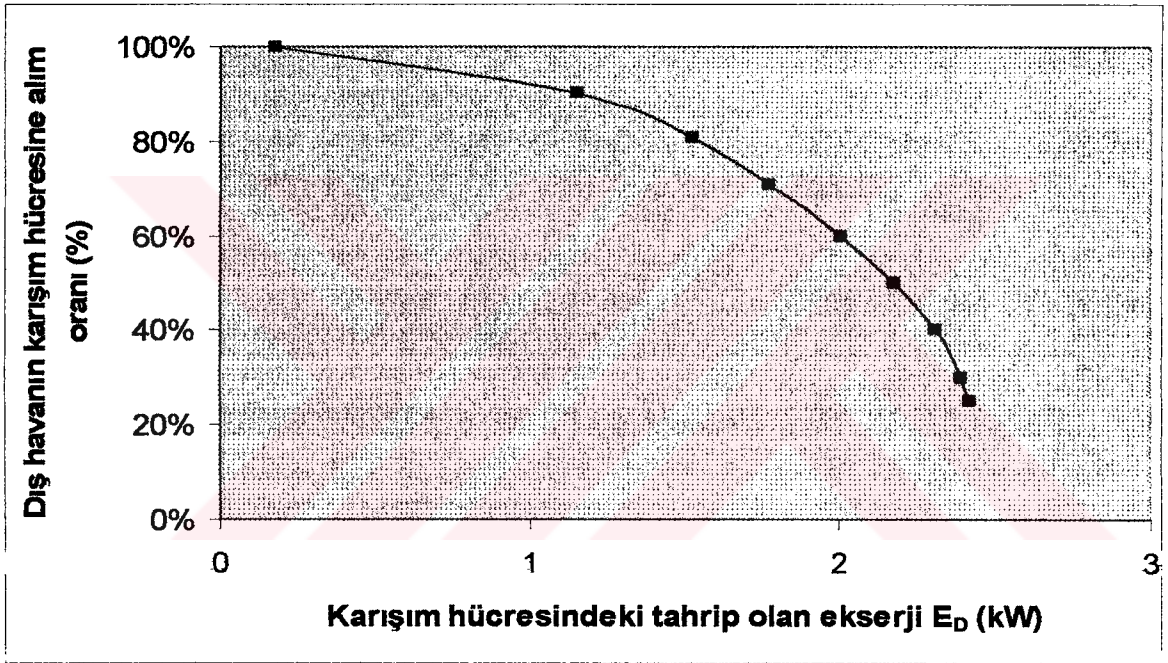
Karışım hücresine giren dış havanın ortalama ekserjisinin fiyatı, şekil 9.3’de de görüldüğü gibi giderek artan bir grafiğe sahiptir. Yani sisteme %100 dış hava aldığımızda karışım hücresine giren dış havanın bize maliyeti giderek artmaktadır.



Şekil 9.3 Karışım hücresine giren havanın birim ekserjisinin ort. fiyatının değişimi

Çizelge 9.4 Karışım hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişim tablosu

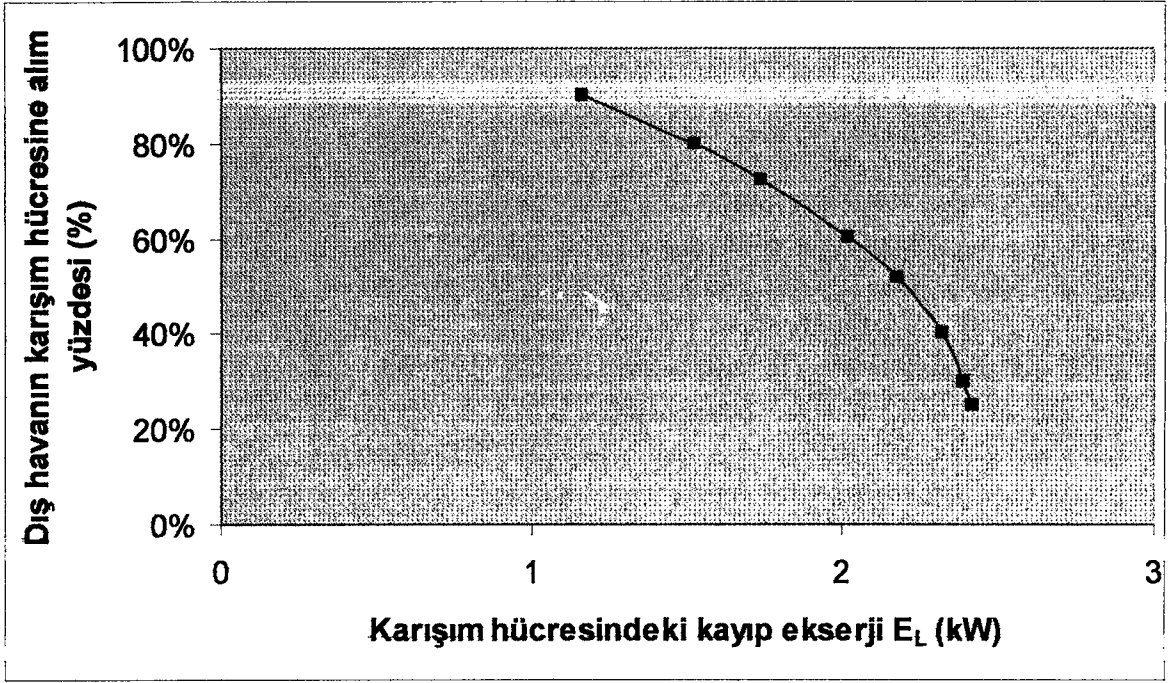
Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Karışım hücresindeki tahrip olan ekserji E_D (kW)
25	2.4141
30	2.388
40	2.3191
50	2.17405
60	2.016
70	1.7381
80	1.5241
90	1.1641
100	0.1752



Şekil 9.4 Karışım hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişimi

Çizelge 9.5 Karışım hücresindeki kayıp ekserjinin değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Karışım hücresindeki kayıp ekserji E_L (kJ/s)
25	2.4141
30	2.388
40	2.3191
50	2.17405
60	2.016
70	1.7381
80	1.5241
90	1.1641
100	-

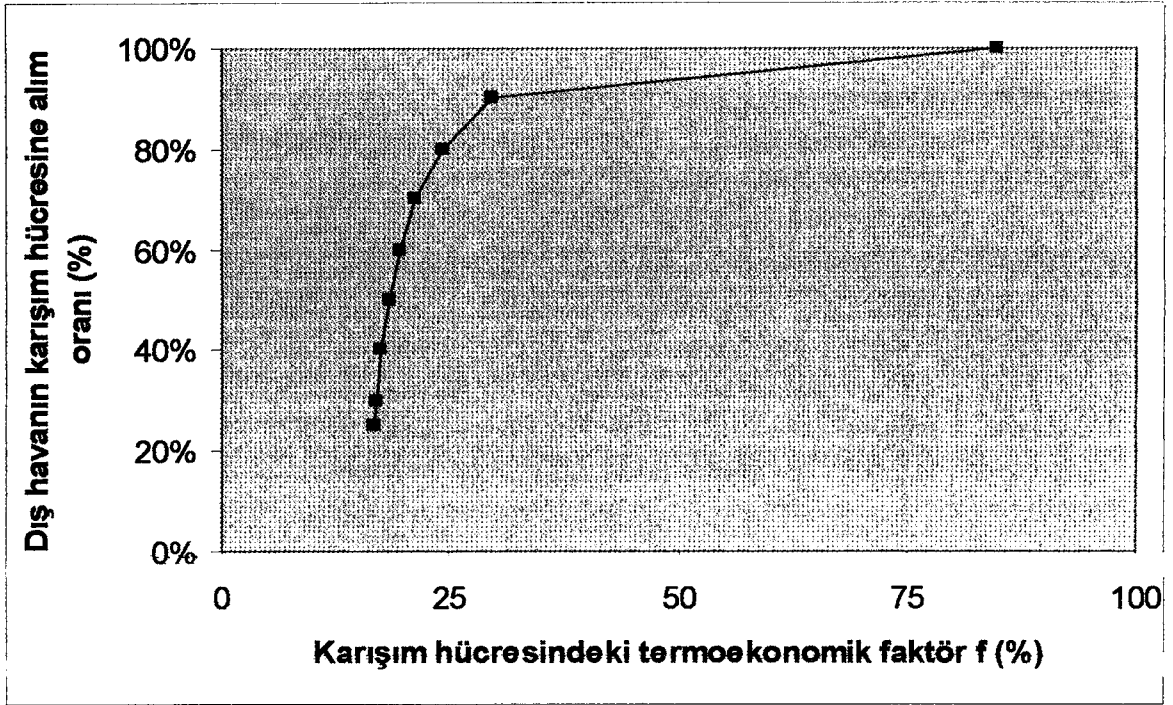


Şekil 9.5 Karışım hücresindeki kayıp ekserjinin değişimi

Karışım hücresindeki tahrip olan ekserji ve kayıp ekserji dış havanın alım oranına göre azalıyor. Sisteme %100 dış hava aldığımızda ise sistemde sadece tahrip olan ekserji vardır. Kayıp ekserji sadece sıcaklık farkı olan yerlerde olduğundan, %100 dış hava alındığında karışım hücresinde hiçbir sıcaklık değişimi yoktur. Dolayısıyla kayıp ekserjide yoktur. Bununla birlikte tahrip edilmiş ekserjinin ve kayıp ekserjinin maliyetleri de düşmektedir.

Çizelge 9.6 Karışım hücresindeki termoekonomik faktörün değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Karışım hücresindeki termoekonomik faktör f (%)
25	16.81
30	16.97
40	17.4
50	18.33
60	19.49
70	22
80	24.255
90	29.54
100	84.78



Şekil 9.6 Karışım hücresindeki termoeconomik faktörün değişimi

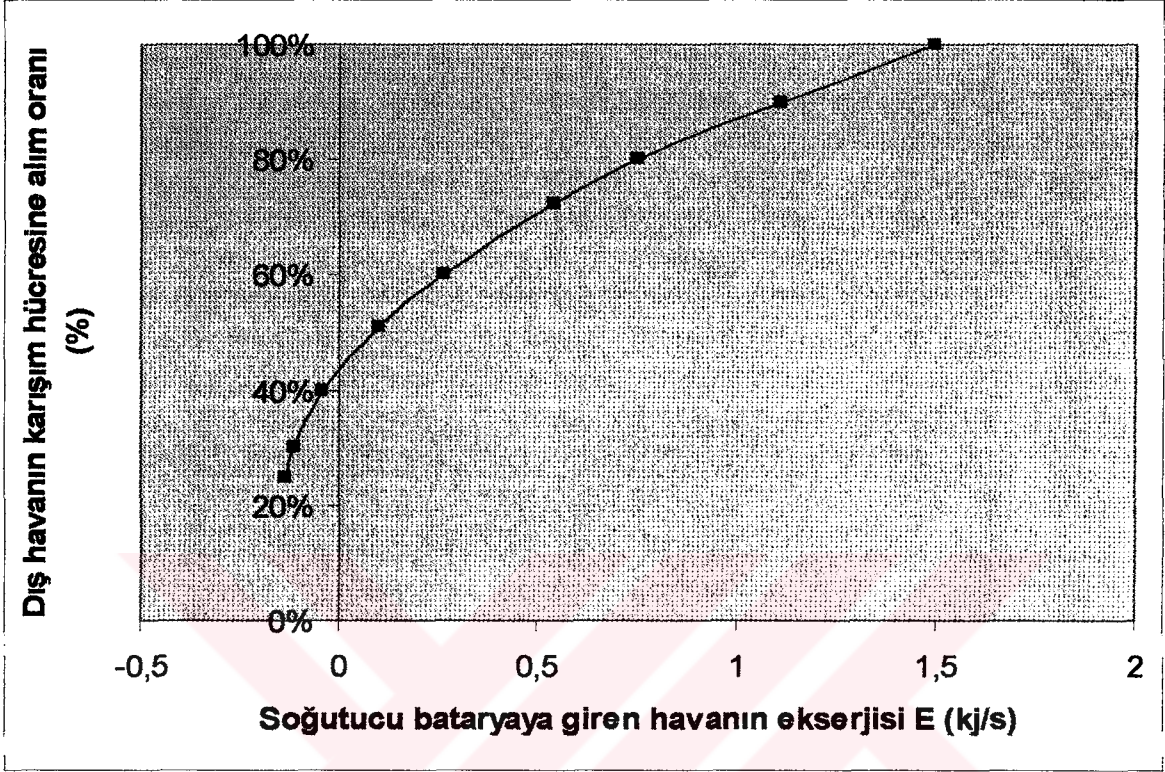
Şekil 9.6'ya baktığımızda dış hava yüzdesi arttıkça termoeconomik faktör giderek artmaktadır. %100 olduğunda ise artış oranı yüksektir. Buradan çıkacak sonuç şudur: karışım ünitesinin parasal giderinin ağırlıklı olarak yatırım, işletme masraflarından kaynaklandığını gösterir. Bu üniteyi iyileştirmek için yatırım ve işletme masraflarından kısmak gerekir. Ama sistemin daha uzun ömürlü olması isteniyorsa yüksek verimli ekipmanlar kullanmak daha faydalı olur.

9.1.3 Soğutucu Batarya Hücresindeki Etkisi

Çizelge 9.7 Soğutucu bataryaya giren havanın ekserjisinin değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Soğutucu bataryaya giren havanın ekserjisi (9 noktası) E (kJ/s)
25	-0.13704
30	-0.112
40	-0.04176
50	0.103
60	0.26068
70	0.54
80	0.7515
90	1.11
100	1.496

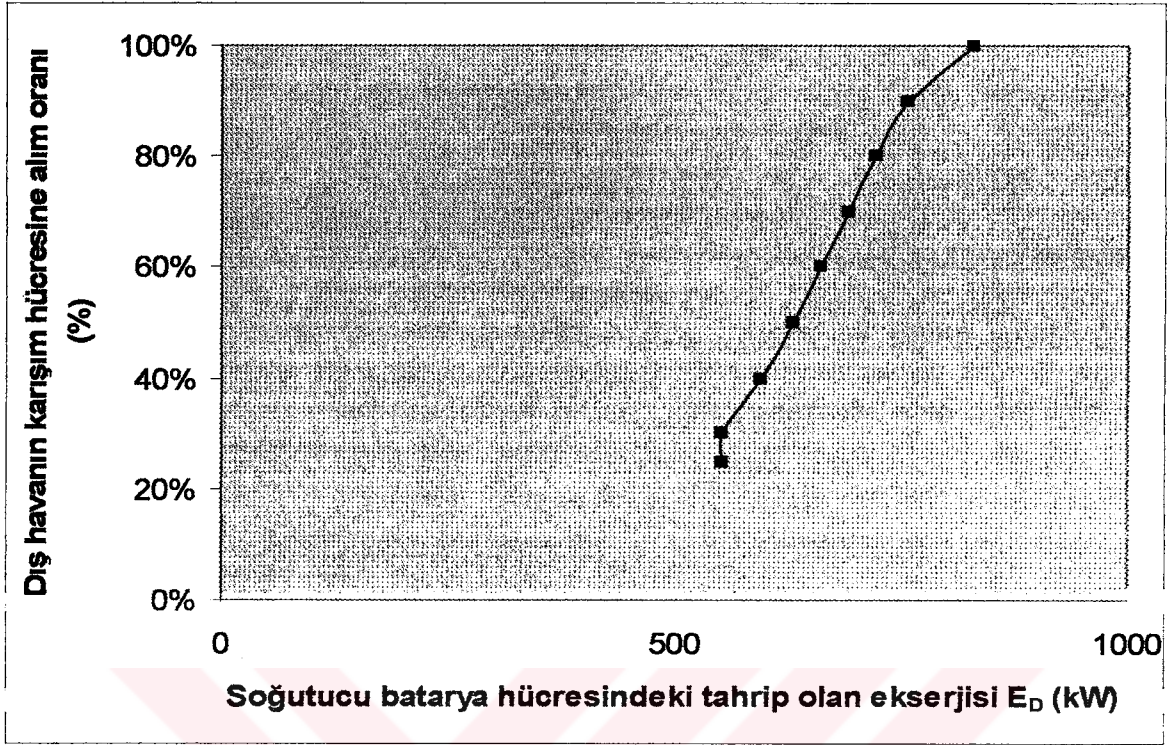
Soğutucu bataryaya giren havanın ekserjisi dış havanın alım yüzdesine göre giderek artan bir grafik çizer. İlk başlarda ekserjinin eksi olmasının sebebi ise bizim iş verdiğimiz göstergesidir.



Şekil 9.7 Soğutucu bataryaya giren havanın ekserjisinin değişimi

Çizelge 9.8 Soğutucu batarya hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişim tablosu

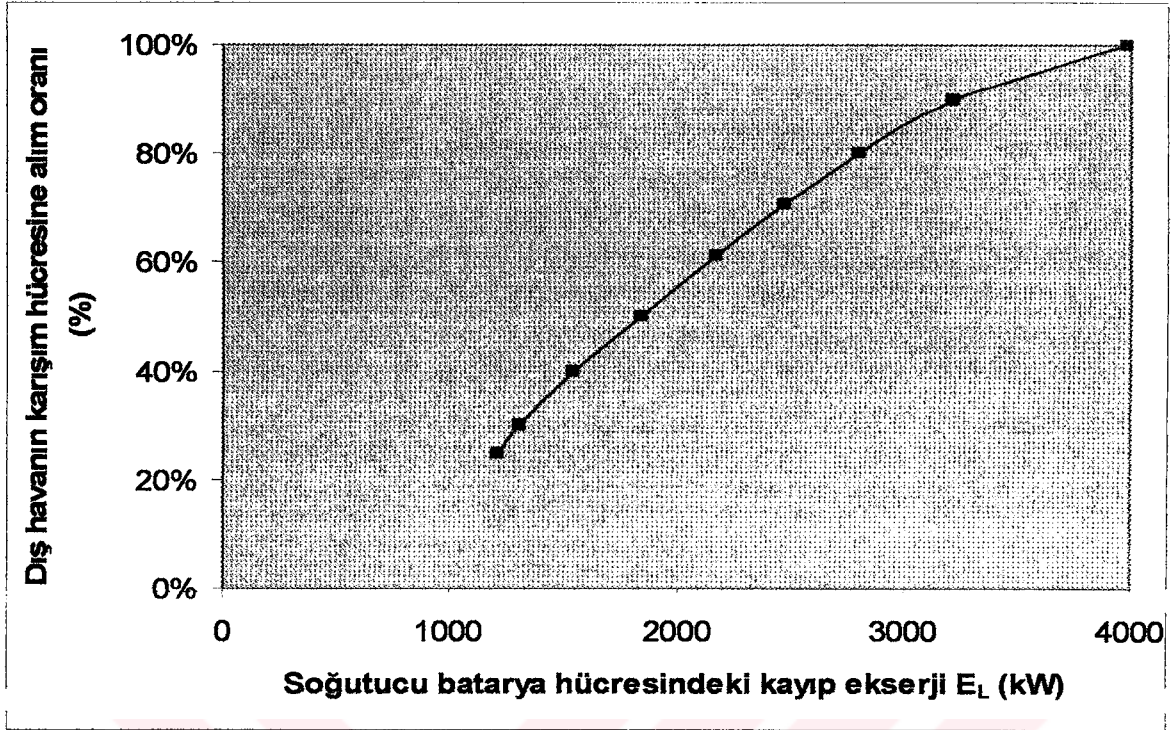
Dış havanın karışım hücresine alım yüzdesi (%)	Soğutucu batarya hücresindeki Tahrip olan ekserji E_D (kW)
25	553.2475
30	553.2325
40	594.8
50	630.9615
60	661.2122
70	699.6
80	716.8677
90	758.3395
100	830.943



Şekil 9.8 Soğutucu batarya hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişimi

Çizelge 9.9 Soğutucu batarya hücresindeki kayıp ekserjinin değişim tablosu

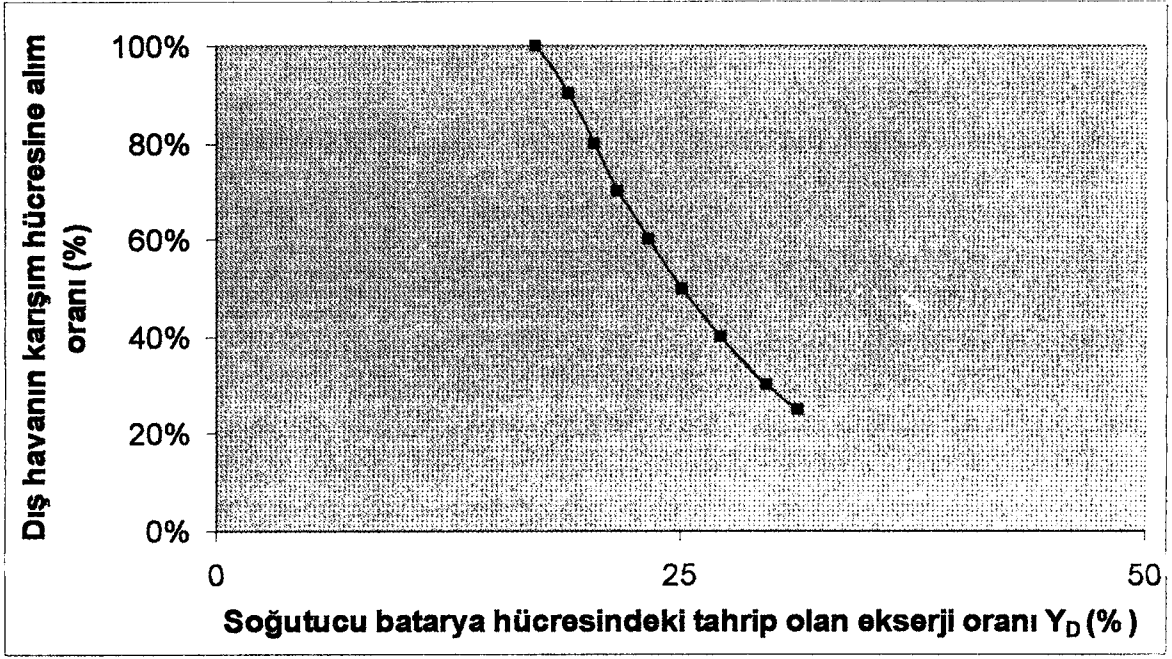
Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Soğutucu batarya hücresindeki kayıp ekserji E_L (kW)
25	1213.736
30	1312.2262
40	1544.6475
50	1877.14
60	2169.9432
70	2533.624
80	2763.0677
90	3221.365
100	3981.0725



Şekil 9.9 Soğutucu batarya hücresindeki kayıp ekserjinin değişimi

Çizelge 9.10 Soğutucu batarya hücresindeki tahrip olan ekserji oranının değişim tablosu

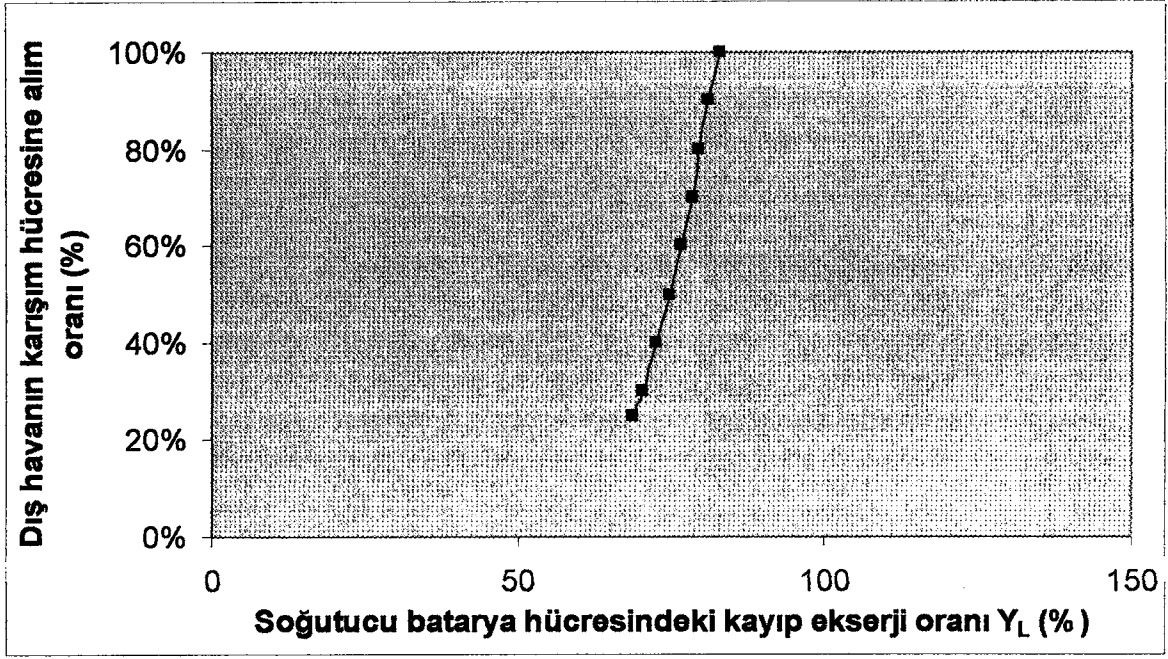
Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Soğutucu batarya hücresindeki tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)
25	31.31
30	29.66
40	27.63
50	25.15
60	23.355
70	21.64
80	20.6
90	19.055
100	17.268



Şekil 9.10 Soğutucu batarya hücresindeki tahrip olan ekserji oranının değişimi

Çizelge 9.11 Soğutucu batarya hücresindeki kayıp ekserji oranının değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Soğutucu batarya hücresindeki kayıp ekserji oranı Y_L (kJ/s)
25	68.69
30	70.34
40	72.37
50	74.84
60	76.645
70	78.36
80	79.4
90	80.945
100	82.732

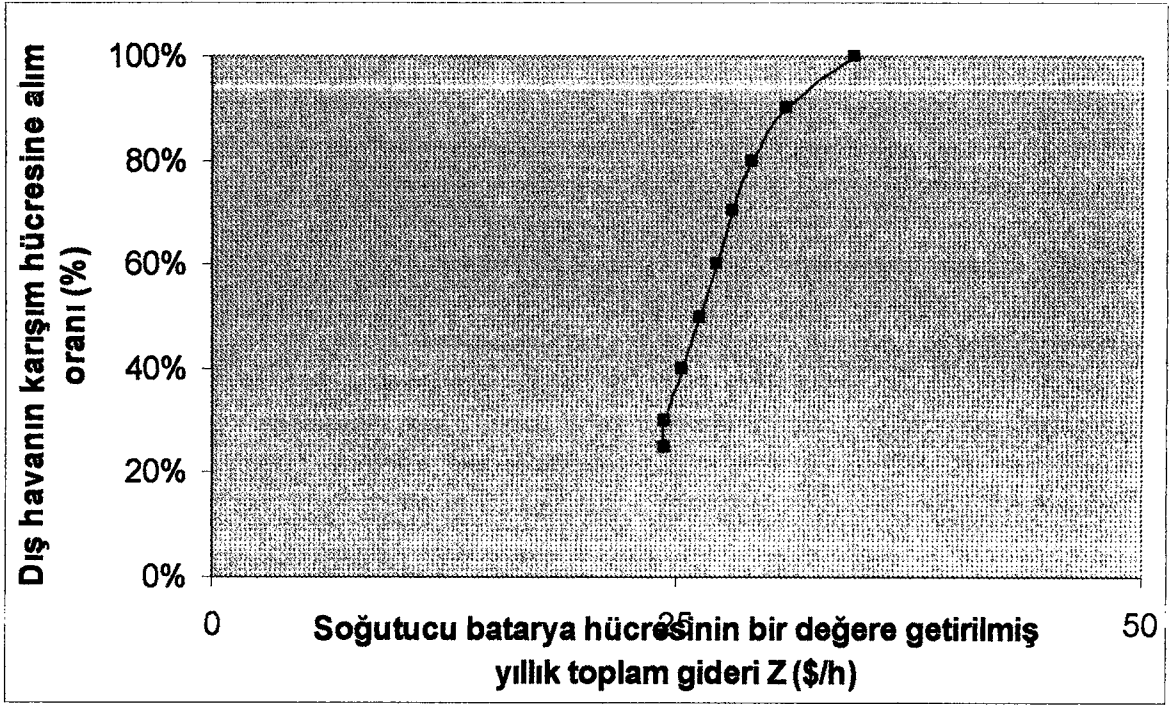


Şekil 9.11 Soğutucu batarya hücresindeki kayıp ekserji oranının değişimi

Tahrip olan ekserji dış havanın alım yüzdesine bağlı olarak artar (şekil 9.8). Kayıp ekserji de dış havanın alım yüzdesiyle orantılı olarak artmaktadır (şekil 9.9). Kayıp ekserjinin artımı tahrip olan ekserjiye göre daha fazladır. Bu yüzden tahrip olan ekserji oranı azalmakta (şekil 9.10), kayıp ekserji oranı artmaktadır (şekil 9.11). Ancak sistemin yok edilen ekserjisi (y) artış göstermektedir. Bunun anlamı, soğutucu batarya hücresinde ekserji kayıplarının yüksek olduğu görülmektedir. Soğutucu batarya hücresindeki iyileştirmeye ekserji kayıplarını azaltmakla başlanmalıdır.

Çizelge 9.12 Soğutucu batarya hücresinin bir değere getirilmiş yıllık toplam gider değişim tablosu

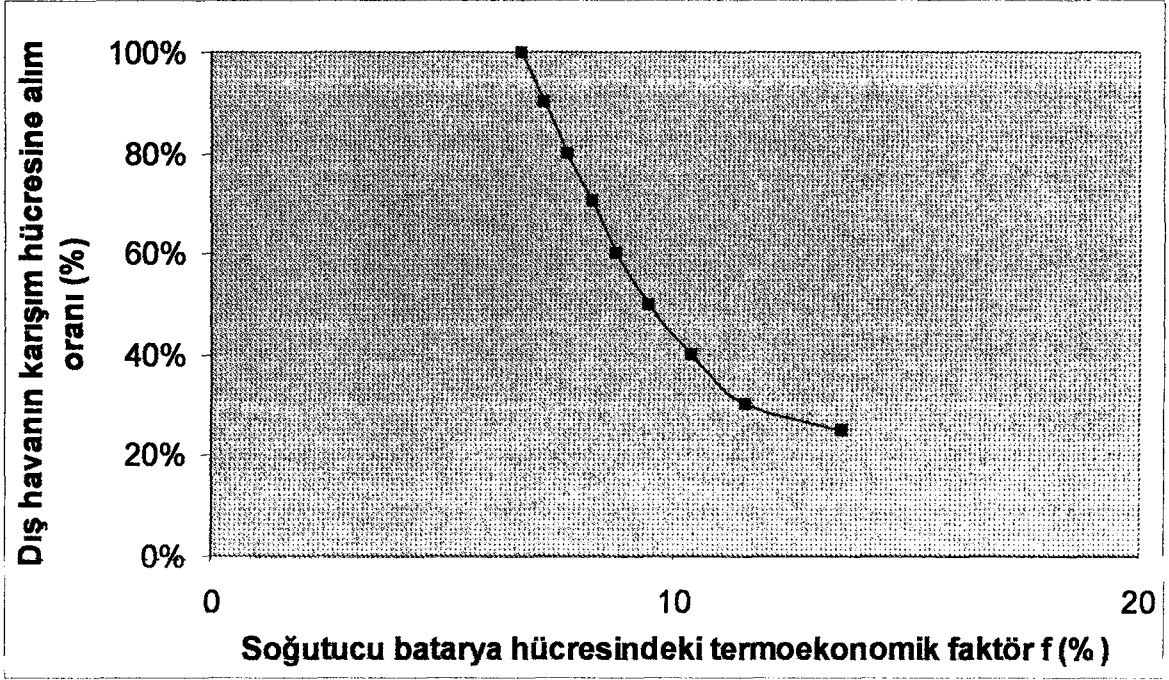
Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Soğutucu batarya hücresinin bir değere getirilmiş yıllık toplam gider Z (\$/h)
25	24.372
30	24.372
40	25.305
50	26.24
60	27.17
70	29.033
80	29.0355
90	30.9016
100	34.5765



Şekil 9.12 Soğutucu batarya hücresinin bir değere getirilmiş yıllık toplam giderinin değişimi

Çizelge 9.13 Soğutucu batarya hücresindeki termoekonomik faktörün değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Soğutucu batarya hücresindeki termoekonomik faktör f (%)
25	13.613
30	11.56
40	10.556
50	9.47
60	8.756
70	8.24
80	7.7
90	7.205
100	6.7



Şekil 9.13 Soğutucu batarya hücresindeki termoeconomik faktörün değişimi

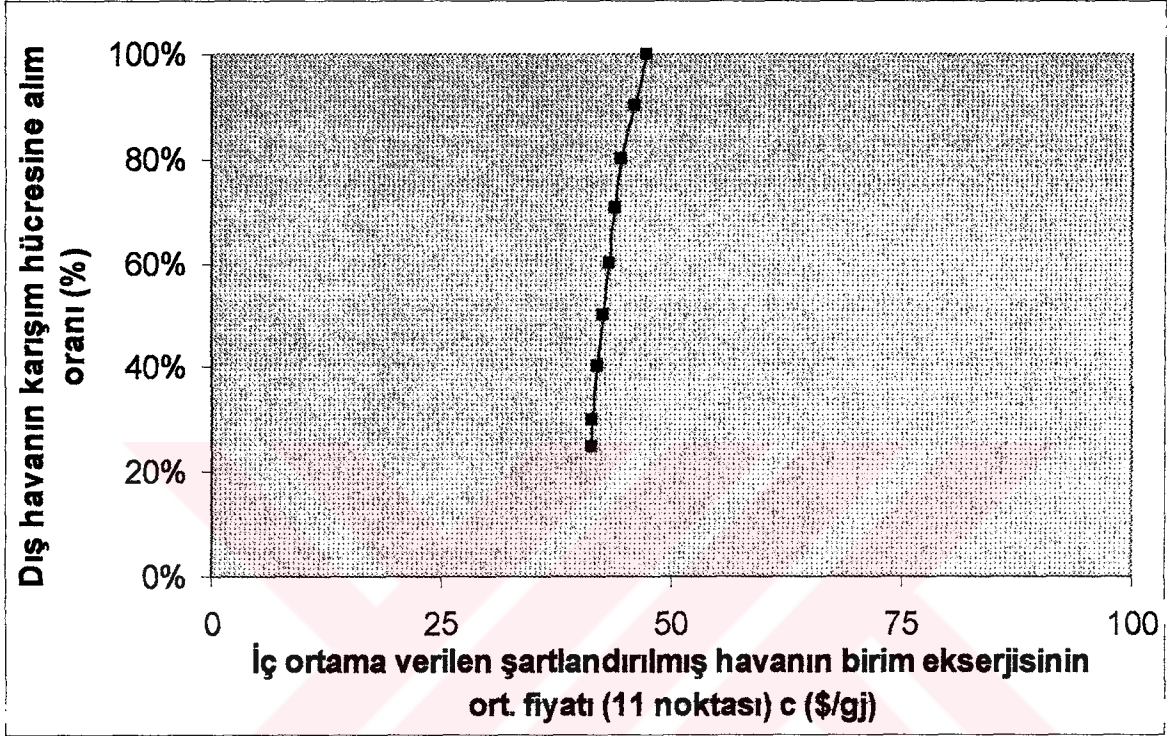
Şekil 9.13'de görüldüğü gibi, termoeconomik faktör dış havanın alım yüzdesi arttıkça düşüş göstermektedir. Soğutucu bataryanın bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri artmakta iken (şekil 9.12), yok edilen ekserji oranı artış göstermektedir. Termoeconomik faktörün düşmesi bize soğutucu batarya hücresinde yatırım ve işletme maliyetlerinin etkisinin olmadığını gösterir. Yani bu hücrede iyileştirme yapılacak yer ekserji kayıplarıdır. Ekserji kayıplarını en aza indirmek gereklidir.

Sonuç olarak sistemi incelersek;

Çizelge 9.14 İç ortama verilen şartlandırılmış havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	İç ortama verilen şartlandırılmış havanın birim ekserjisinin ortalama fiyatı c (\$/gj)
25	41.4
30	41.313
40	41.977
50	42.647
60	43.3131
70	44.516
80	44.633
90	45.9225
100	47.224

Klima santralinin her ünitesinden geçen ve bizim istediğimiz oranlarda karışan havanın şartlandırılıp iç ortama verilmesinin maliyeti devamlı artış göstermektedir (şekil 9.14). Klima santraline %100 dış hava aldığımızda maliyetler artmaktadır. Bulduğumuz değerler karşılaştırılıp, gerekli yatırım ve işletme masrafları göz önünde tutularak en ideal sistem belirlenir.



Şekil 9.14 İç ortama verilen şartlandırılmış havanın birim ekserjisinin ort. fiyatının değişimi

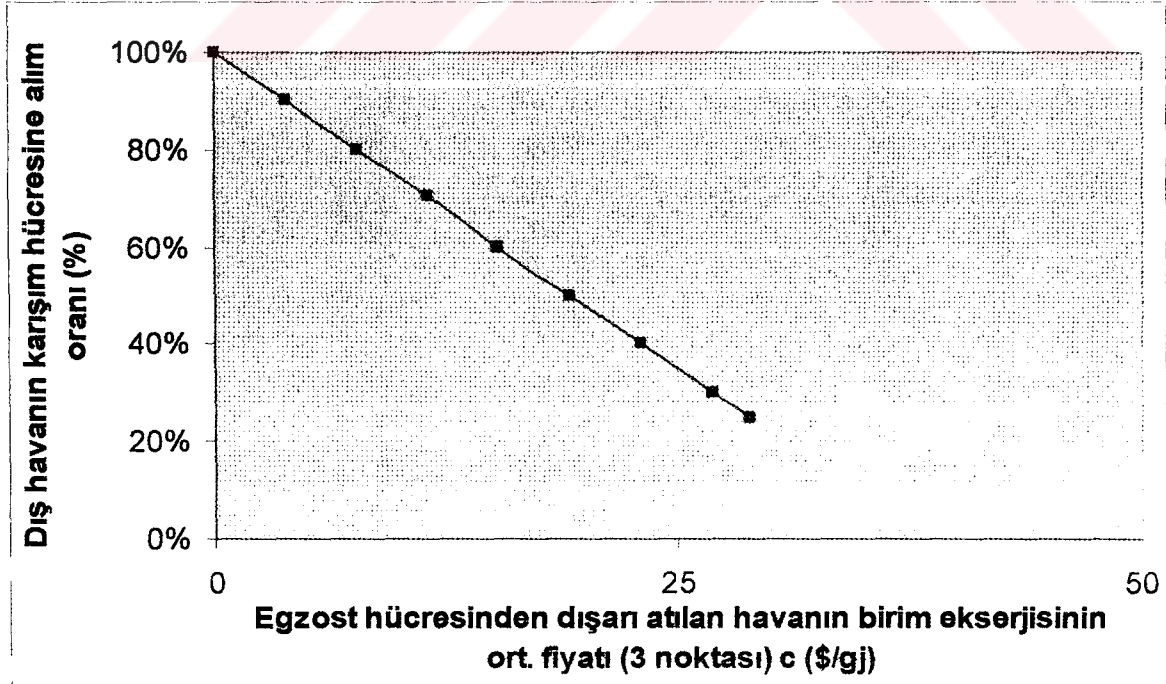
9.2 Kış İşletme Şartlarında Termoekonomik Analizin Sistemin Elemanlarına Etkisi

9.2.1 Egzost Hücresindeki Etkisi

Çizelge 9.15 Egzost hücresinden atmosfere atılan havadaki birim ekserjinin ort. fiyat değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım yüzdesi (%)	Egzost hücresinden atmosfere atılan havadaki birim ekserjinin ortalama fiyatı c (\$/gj)
25	28.8035
30	26.8832
40	23.043
50	19.2023
60	15.362
70	11.5214
80	7.681
90	3.8404
100	0

Şekil 9.15’de görüldüğü gibi, atmosferden alınan dış havanın alım oranı arttığında, egzost hücresinden atmosfere bıraktığımız havanın birim ekserjisinin ortalama fiyatı düşmektedir. Yani klima santraline %100 dış hava aldığımızda, atmosfere attığımız havanın c’si sıfırdır.



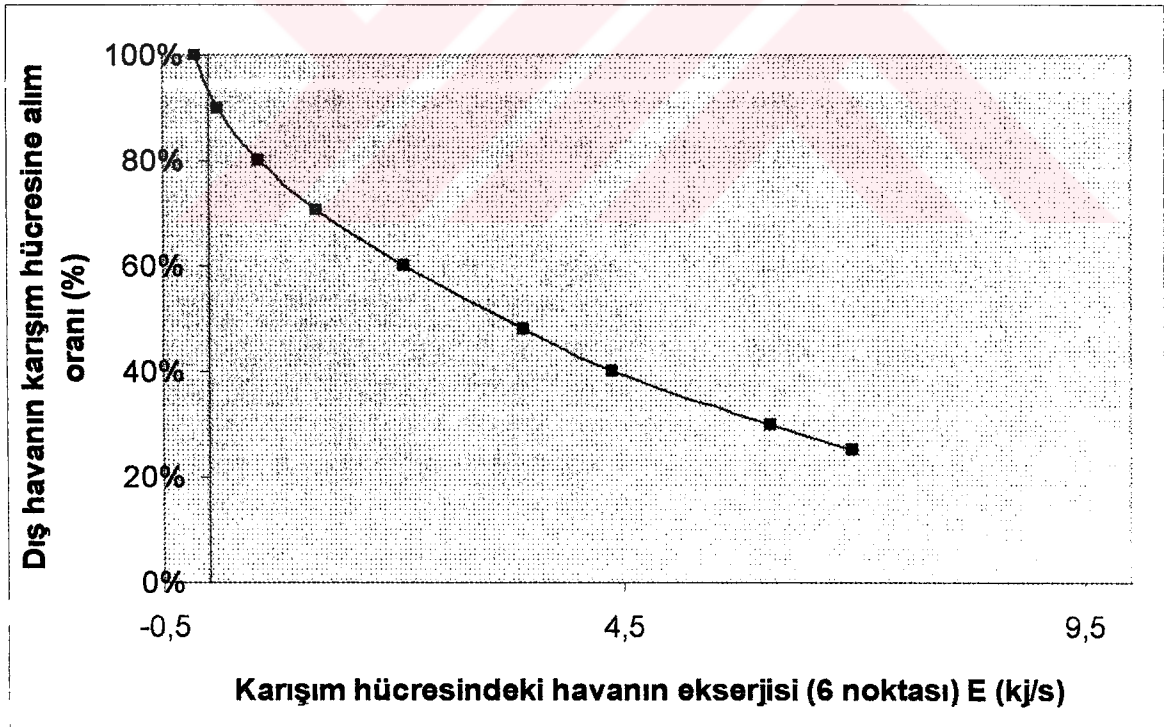
Şekil 9.15 Egzost hücresinden atmosfere atılan havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişimi

9.2.2 Karışım Hücresindeki Etkisi

Çizelge 9.16 Karışım hücresindeki havasının ekserjisinin değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Karışım hücresindeki havasının ekserjisi (6 noktası) E (kJ/s)
25	6.972
30	6.0802
40	4.3723
50	3.4017
60	2.10461
70	1.18307
80	0.55056
90	0.10224
100	-0.13575

Dış hava sıcaklığı düştükçe ekserji azalır. Kışın dış hava şartları düşük olduğundan dolayı dış havayı ne kadar yüksek alırsak ekserji o kadar düşük olur (şekil 9.16). Dış hava alımı %100'e ulaştığında ekserji eksi gözükmemektedir. Ekserjinin eksi olması demek bizim iş harcamamız demektir.

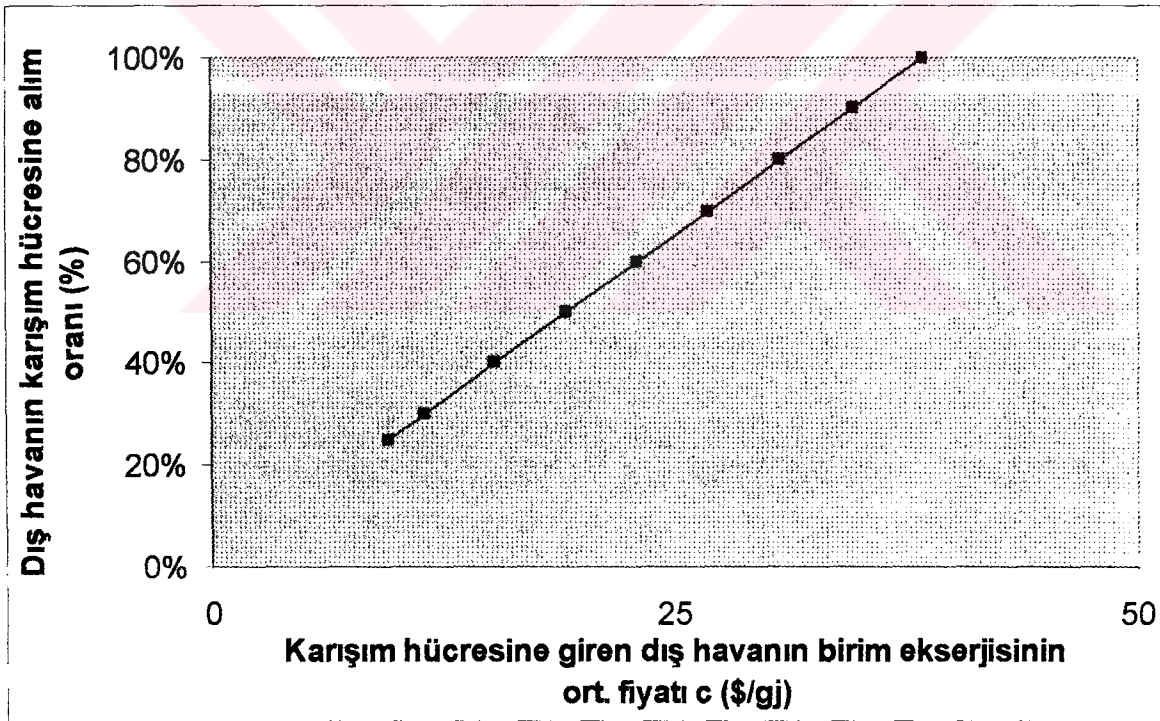


Şekil 9.16 Karışım hücresindeki havanın ekserjisinin değişimi

Çizelge 9.17 Karışım hücresine giren dış havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Karışım hücresine giren dış havanın birim ekserjisinin ort. fiyatı (4 noktası) c (\$/gj)
25	9.6012
30	11.5214
40	15.362
50	19.2023
60	23.043
70	26.8325
80	30.7237
90	34.5642
100	38.40465

Karışım hücresine giren dış havanın ortalama ekserjisinin fiyatı, şekil 9.17’de de görüldüğü gibi giderek artan bir grafiğe sahiptir. Yani sisteme %100 dış hava aldığımızda karışım hücresine giren dış havanın bize maliyeti giderek artmaktadır.



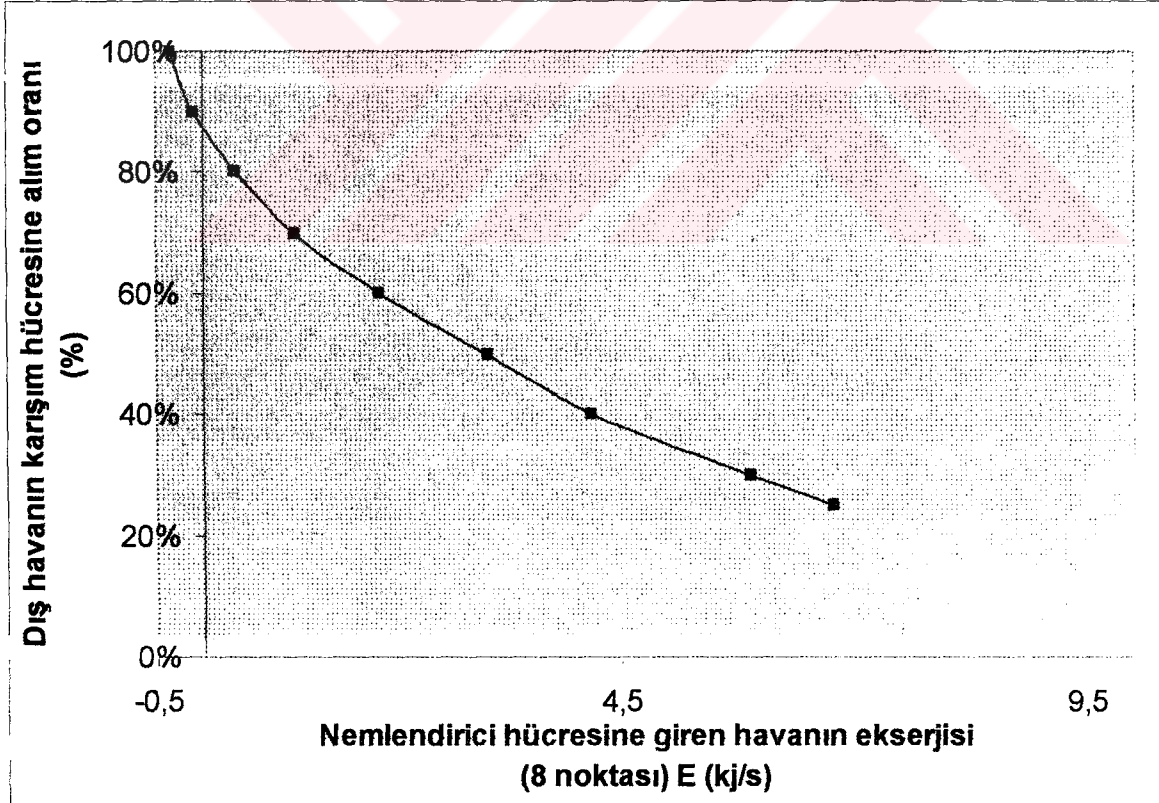
Şekil 9.17 Karışım hücresine giren dış havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişimi

9.2.3 Nemlendirici Hücresindeki Etkisi

Çizelge 9.18 Nemlendiriciye giren havanın eksejisinin değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Nemlendiriciye giren havanın ekserjisi (8 noktası) E (kJ/s)
25	6.77325
30	5.882
40	4.1696
50	3.1674
60	1.9071
70	0.9858
80	0.3535
90	-0.095114
100	-0.33256

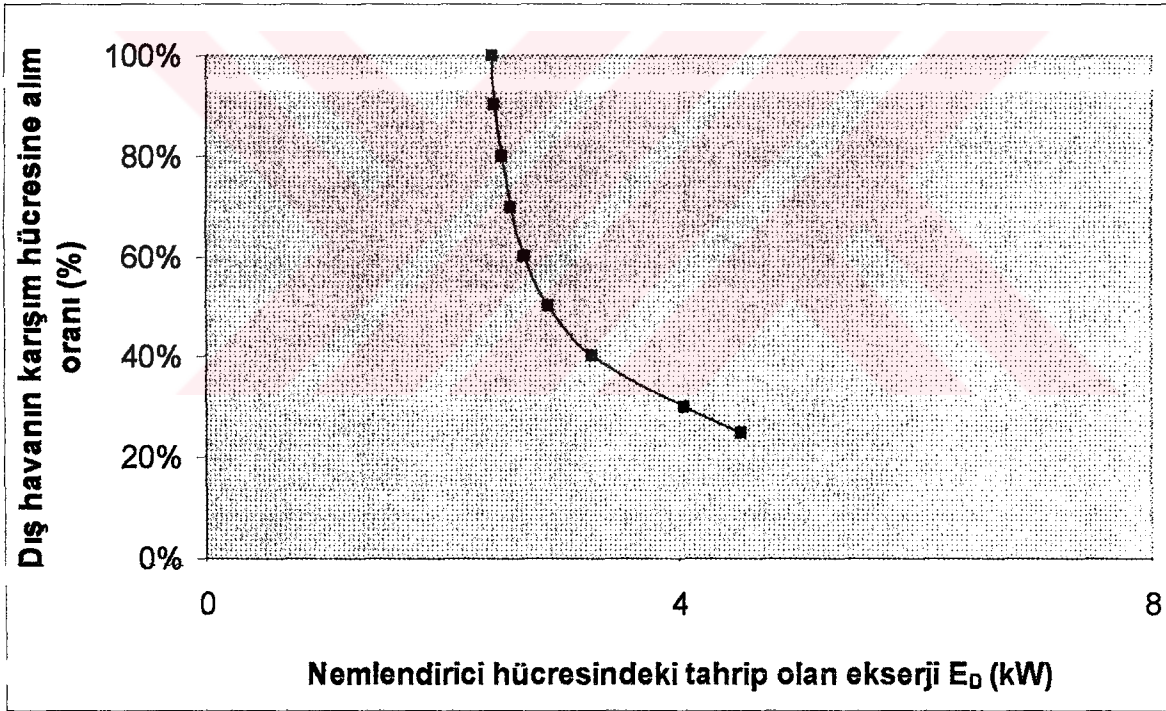
Nemlendirici hücreye giren karışım havasının ekserjisi, dış havanın giderek soğumasından dolayı düşüş gösterir (şekil 9.18). Eksi olan ekserji değerleri bizim iş verdiğimiz göstergesidir.



Şekil 9.18 Nemlendiriciye giren havanın eksejisinin değişimi

Çizelge 9.19 Nemlendirici hücreesindeki tahrip olan ekserjinin değişim tablosu

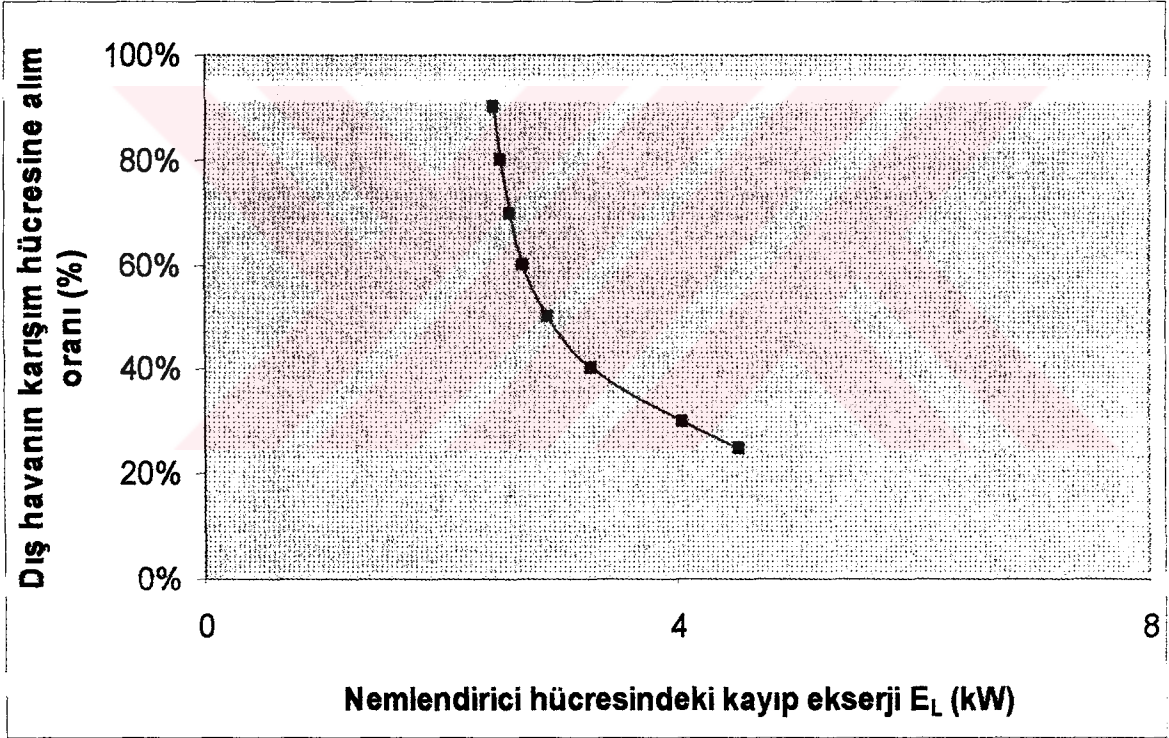
Dış havanın karışım hücreesine alım oranı (%)	Nemlendirici hücreesindeki tahrip olan ekserji E_D (kW)
25	4.53
30	4.05456
40	3.2798
50	3.17868
60	2.79864
70	2.5362
80	2.47486
90	2.44324
100	2.43265



Şekil 9.19 Nemlendirici hücreesindeki tahrip olan ekserjinin değişimi

Çizelge 9.20 Nemlendirici hücresindeki kayıp ekserjinin değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Nemlendirici hücresindeki kayıp ekserji E_L (kJ/s)
25	4.53
30	4.05456
40	3.2798
50	3.17868
60	2.79864
70	2.5362
80	2.47486
90	2.44324
100	-



Şekil 9.20 Nemlendirici hücresindeki kayıp ekserjinin değişimi

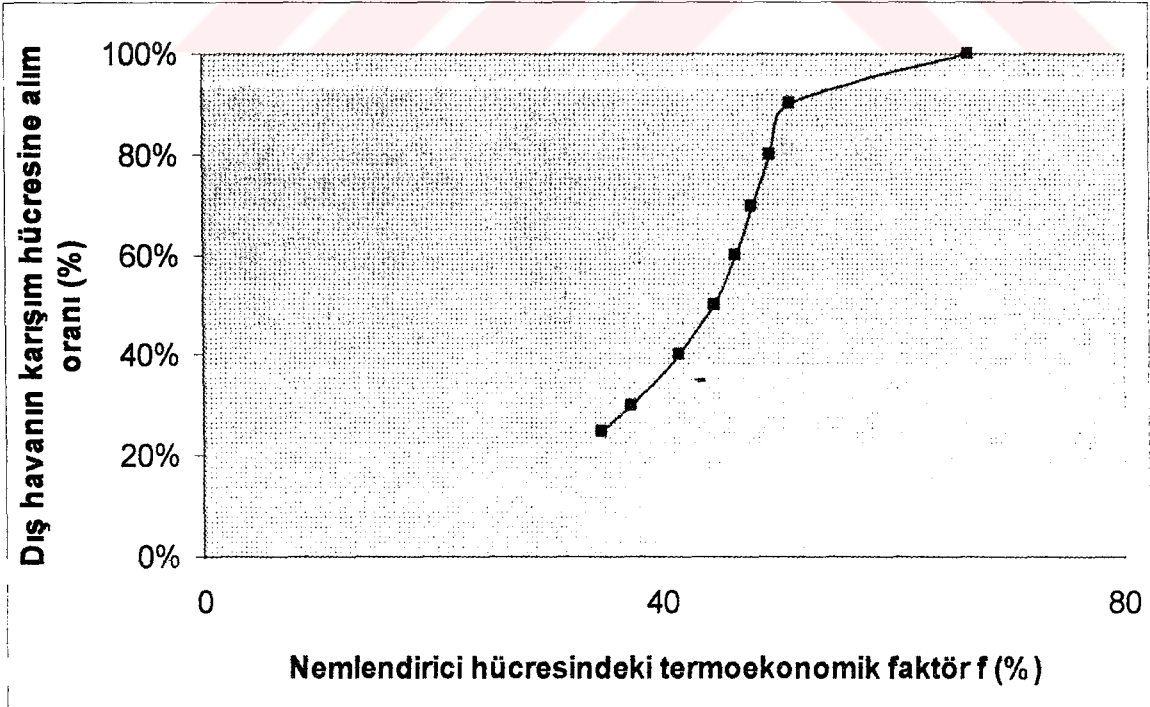
Nemlendirici hücresindeki tahrip olan ekserji ve kayıp ekserji dış havanın alım oranına göre azalıyor. Sisteme %100 dış hava aldığımızda ise sistemde sadece tahrip olan ekserji vardır. Kayıp ekserji sadece sıcaklık farkı olan yerlerde olduğundan, %100 dış hava alındığında karışım hücresinde hiçbir sıcaklık değişimi yoktur. Dolayısıyla kayıp ekserjide yoktur. Bununla birlikte tahrip edilmiş ekserjinin ve kayıp ekserjinin maliyetleri de düşmektedir.

Tahrip olan ve kayıp ekserjinin azalması nemlendirici hücrede ekserji kayıplarının az olduğunu göstermektedir.

Çizelge 9.21 Nemlendirici hücresindeki termoekonomik faktörün değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Nemlendirici hücresindeki termoekonomik faktör f (%)
25	34.76
30	37.32
40	42.40
50	43.16
60	46.31
70	47.76
80	49.38
90	49.70
100	66.50

Şekil 9.21’de dış hava yüzdesi arttıkça termoekonomik faktör giderek artmaktadır. %100 olduğunda ise artış oranı yüksektir. Buradan çıkacak sonuç şudur: nemlendirici ünitesinin parasal giderinin ağırlıklı olarak yatırım, işletme masraflarından kaynaklandığını gösterir. Bu üniteyi iyileştirmek için yatırım ve işletme masraflarından kısmak gerekir. Ama sistemin daha uzun ömürlü olması isteniyorsa yüksek verimli ekipmanlar kullanmak daha faydalı olur.



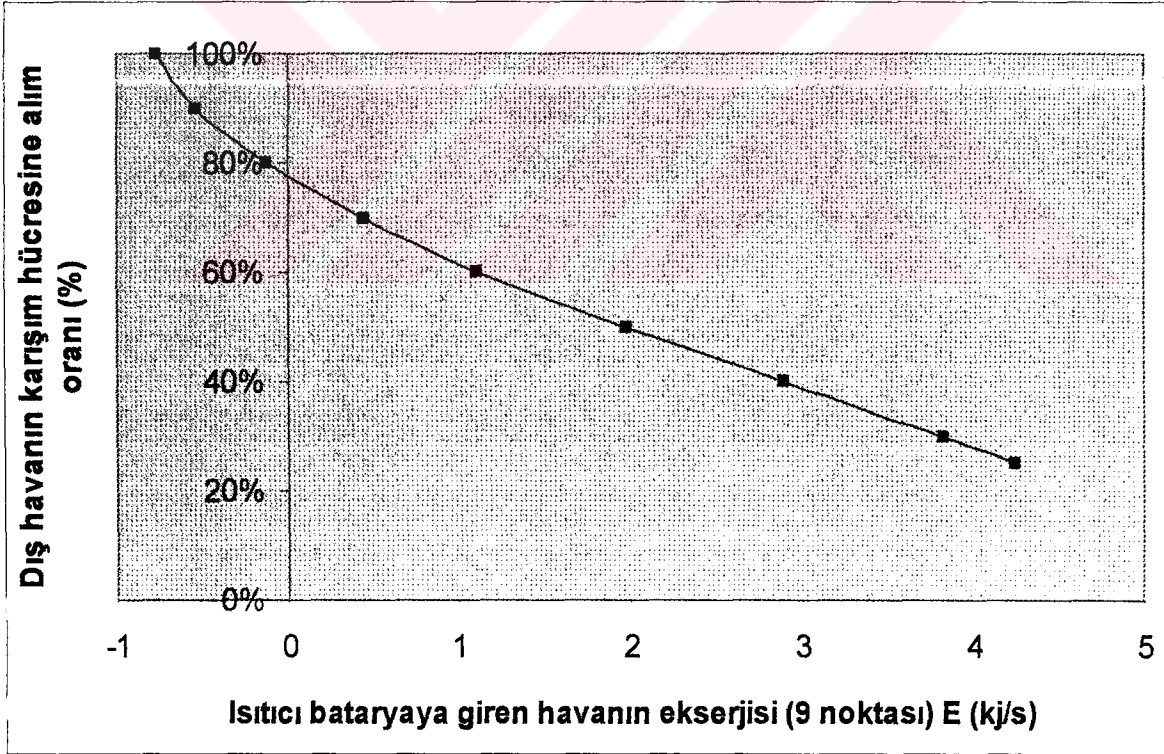
Şekil 9.21 Nemlendirici hücresindeki termoekonomik faktörün değişim

9.2.4 Isıtıcı Batarya Hücresindeki Etkisi

Çizelge 9.22 Isıtıcı bataryaya giren havanın eksejisinin değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Isıtıcı bataryaya giren havanın ekserjisi (9 noktası) E (kJ/s)
25	4.2435
30	3.82735
40	2.8898
50	1.98872
60	1.10864
70	0.4496
80	-0.12196
90	-0.541
100	-0.7652

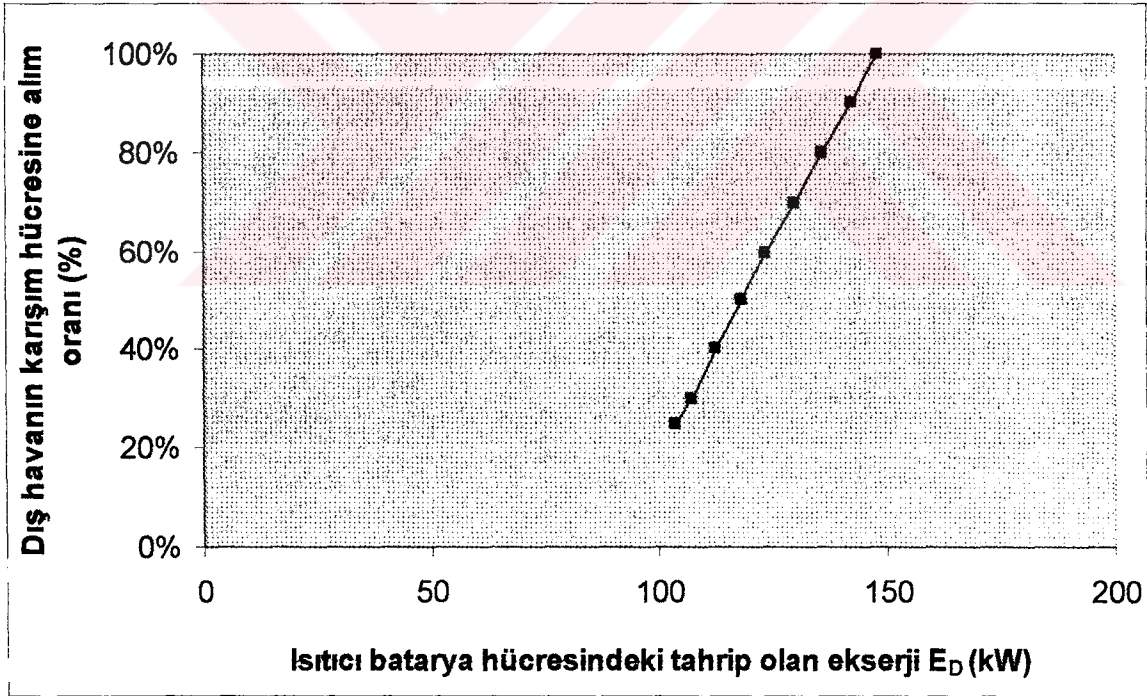
Isıtıcı bataryaya giren karışım havasının ekserjisi, dış havanın giderek soğumasından dolayı düşüş gösterir (şekil 9.22). Eksi olan ekserji değerleri bizim iş verdiğimiz göstergesidir.



Şekil 9.22 Isıtıcı bataryaya giren havanın eksejisinin değişimi

Çizelge 9.23 Isıtıcı batarya hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişim tablosu

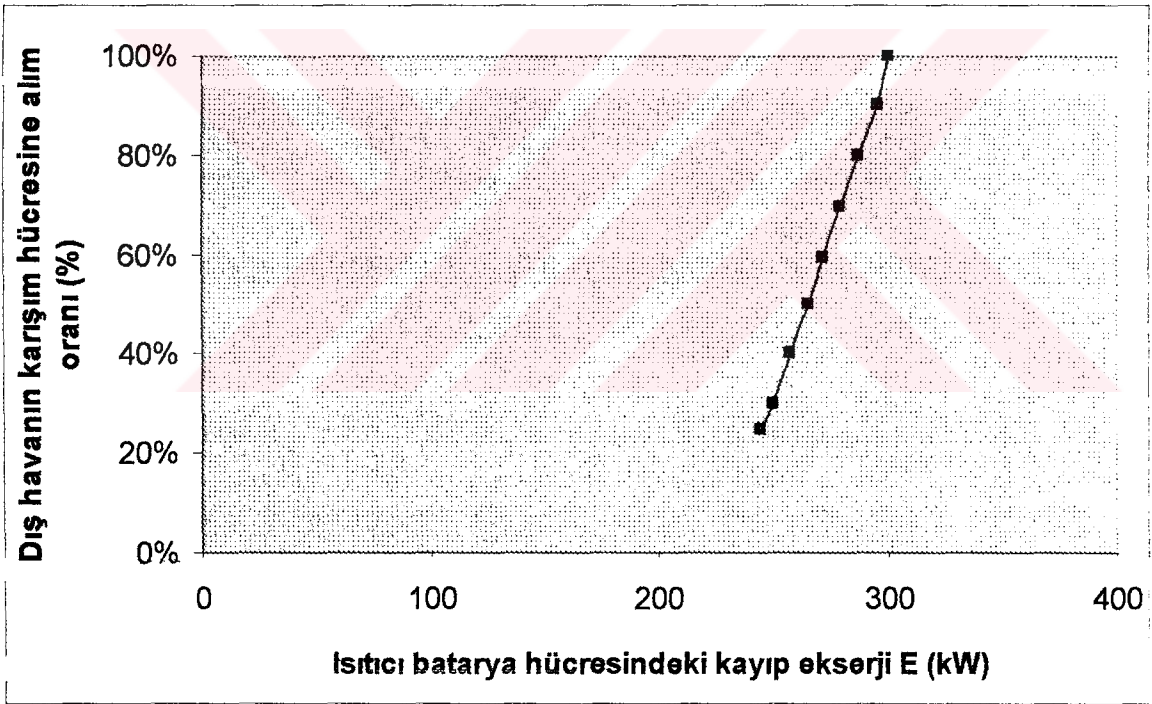
Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Isıtıcı batarya hücresindeki tahrip olan ekserji E_D (kW)
25	103.6509
30	107.35
40	112.5175
50	113.75222
60	121.903
70	125.4507
80	134.70334
90	143.9313
100	148.1783



Şekil 9.23 Isıtıcı batarya hücresindeki tahrip olan ekserjinin değişimi

Çizelge 9.24 Isıtıcı batarya hücresindeki kayıp ekserjinin değişim tablosu

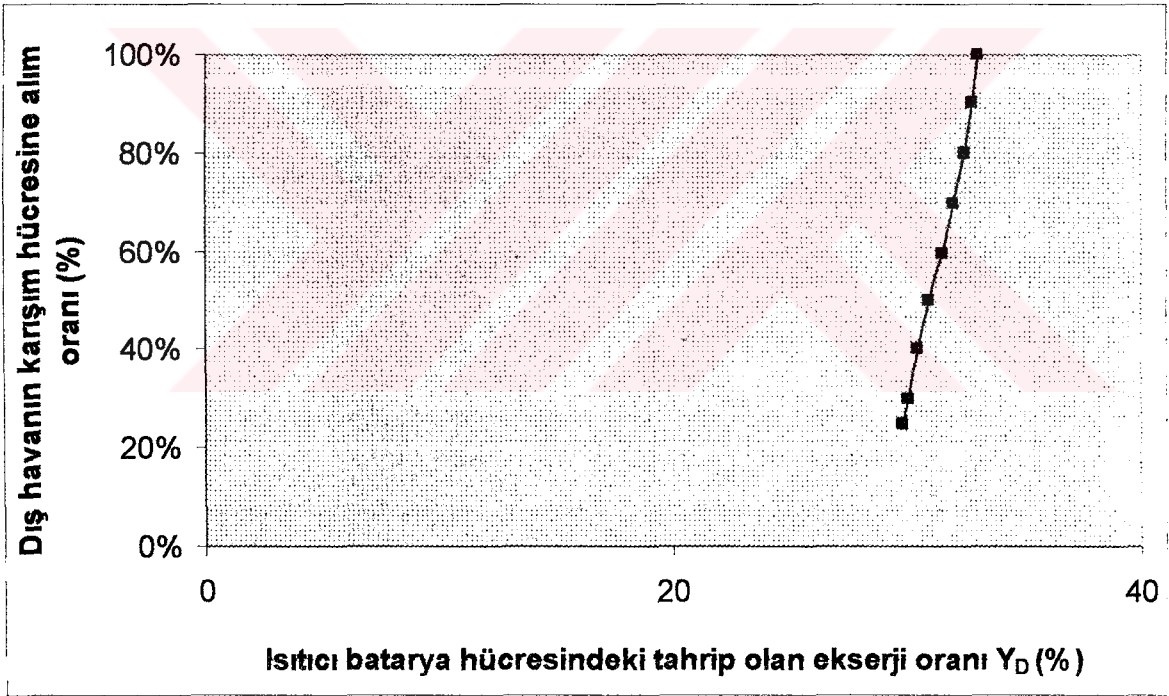
Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Isıtıcı batarya hücresindeki kayıp ekserji E_L (kW)
25	244.54
30	250.3145
40	257.3568
50	260.39375
60	270.3045
70	275.1705
80	285.56515
90	295.6323
100	300.3277



Şekil 9.24 Isıtıcı batarya hücresindeki kayıp ekserjinin değişimi

Çizelge 9.25 Isıtıcı batarya hücresindeki tahrip olan ekserji oranının değişim tablosu

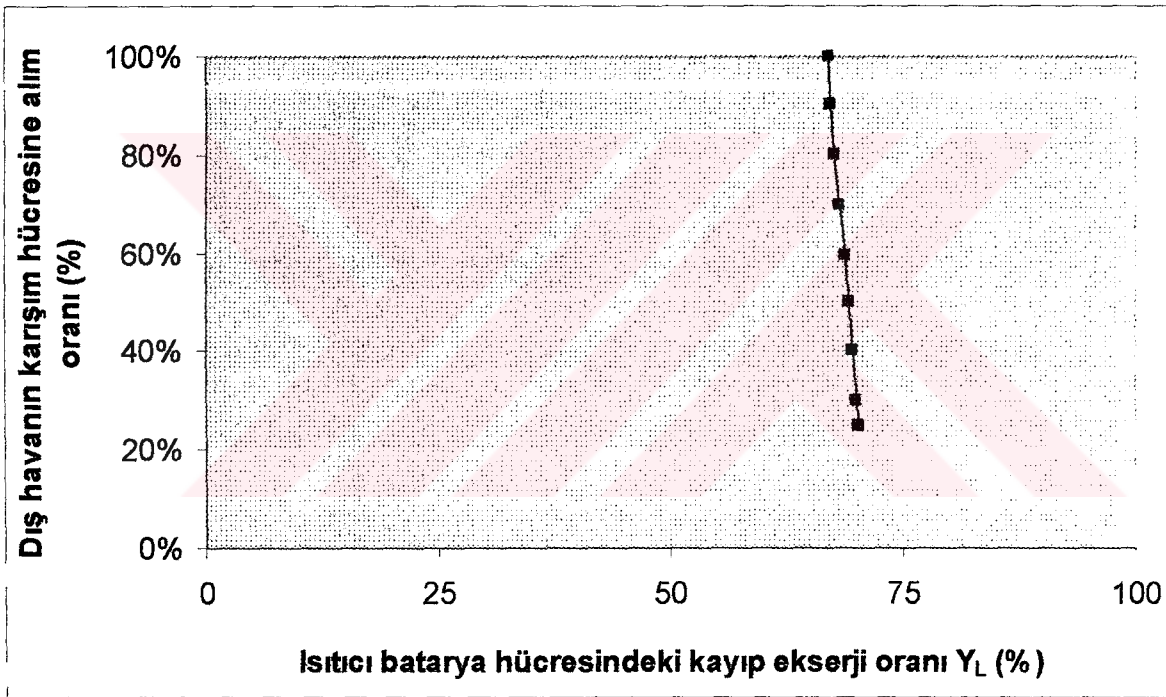
Dış havanın karışım hücresine alım oranı(%)	Isıtıcı batarya hücresindeki tahrip olan ekserji oranı Y_D (%)
25	29.77
30	30.01
40	30.42
50	30.50
60	31.08
70	31.31
80	32.05
90	32.74
100	33.04



Şekil 9.25 Isıtıcı batarya hücresindeki tahrip olan ekserji oranının değişimi

Çizelge 9.26 Isıtıcı batarya hücresindeki kayıp ekserji oranının değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Isıtıcı batarya hücresindeki kayıp ekserji oranı Y_L (kj/s)
25	70.23
30	69.99
40	69.58
50	69.50
60	68.92
70	68.69
80	67.95
90	67.23
100	66.96

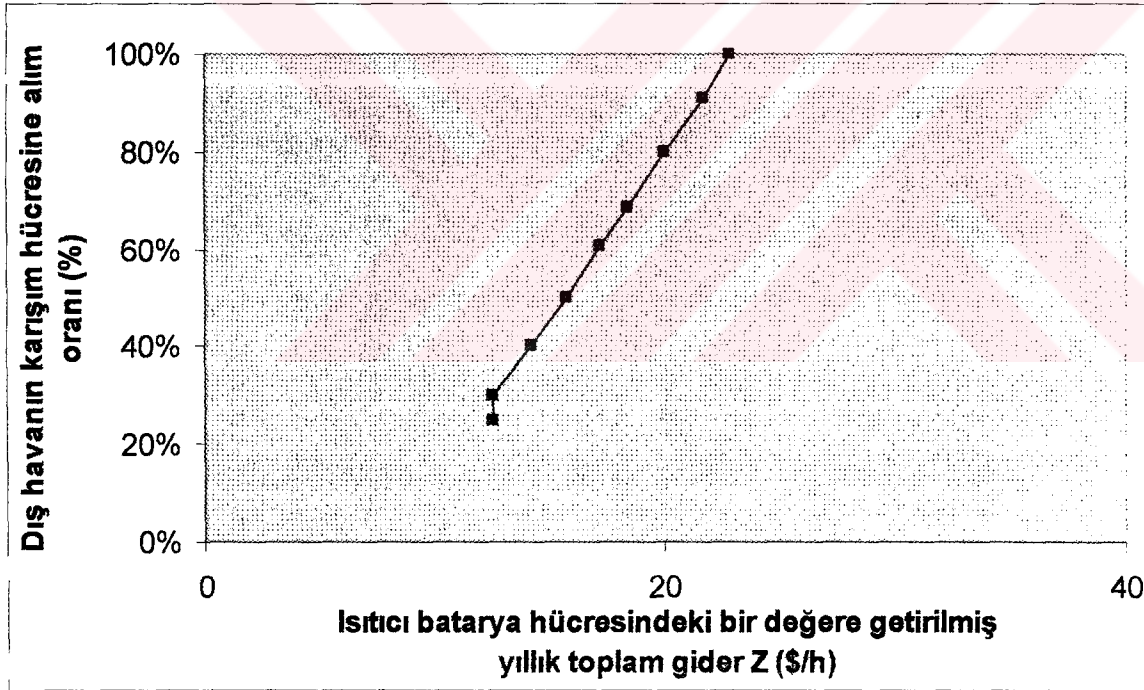


Şekil 9.26 Isıtıcı batarya hücresindeki kayıp ekserji oranının değişimi

Tahrip olan ekserji dış havanın alım yüzdesine bağlı olarak artar (şekil 9.23). Kayıp ekserji de dış havanın alım yüzdesiyle orantılı olarak artmaktadır (şekil 9.24). Tahrip olan ekserjinin artımı kayıp ekserjiye göre daha fazladır. Bu yüzden tahrip olan ekserji oranı artmakta (şekil 9.25), kayıp ekserji oranı azalmaktadır (şekil 9.26). Ancak sistemin yok edilen ekserjisi (y) artış göstermektedir. Bunun anlamı, ısıtıcı batarya hücresinde ekserji kayıplarının yüksek olduğu görülmektedir. Soğutucu batarya hücresindeki iyileştirmeye ekserji kayıplarını azaltmakla başlanmalıdır.

Çizelge 9.27 Isıtıcı batarya hücresinin bir değere getirilmiş yıllık toplam gider değişim tablosu

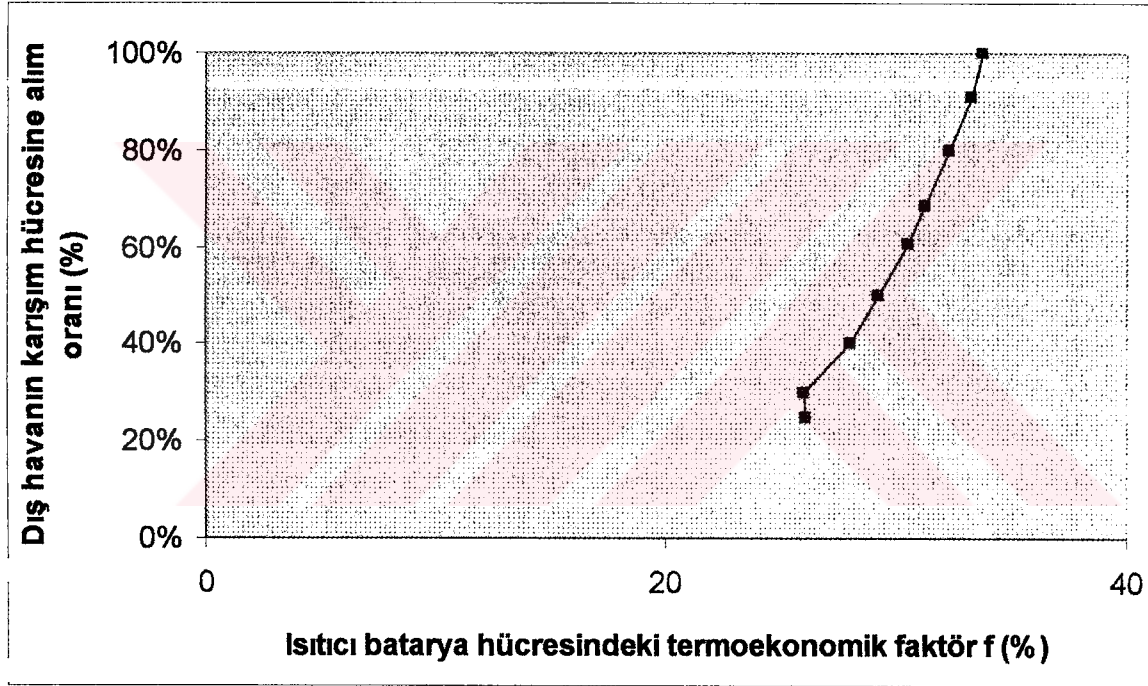
Dış havanın karışım hücresine alım oranı (%)	Isıtıcı batarya hücresinin bir değere getirilmiş yıllık toplam gider Z (\$/h)
25	12.5635
30	12.5635
40	14.4264
50	15.36
60	17.223
70	18.155
80	20.02
90	21.88
100	22.816



Şekil 9.27 Isıtıcı batarya hücresinin bir değere getirilmiş yıllık toplam gider değişimi

Çizelge 9.28 Isıtıcı batarya hücresindeki termoeconomik faktörün değişim tablosu

Dış havanın karışım hücresine alım yüzdesi (%)	Isıtıcı batarya hücresindeki termoeconomik faktör f (%)
25	26.51
30	26
40	28.06
50	29.10
60	30.51
70	31.18
80	32.26
90	33.23
100	33.72



Şekil 9.28 Isıtıcı batarya hücresindeki termoeconomik faktörün değişim

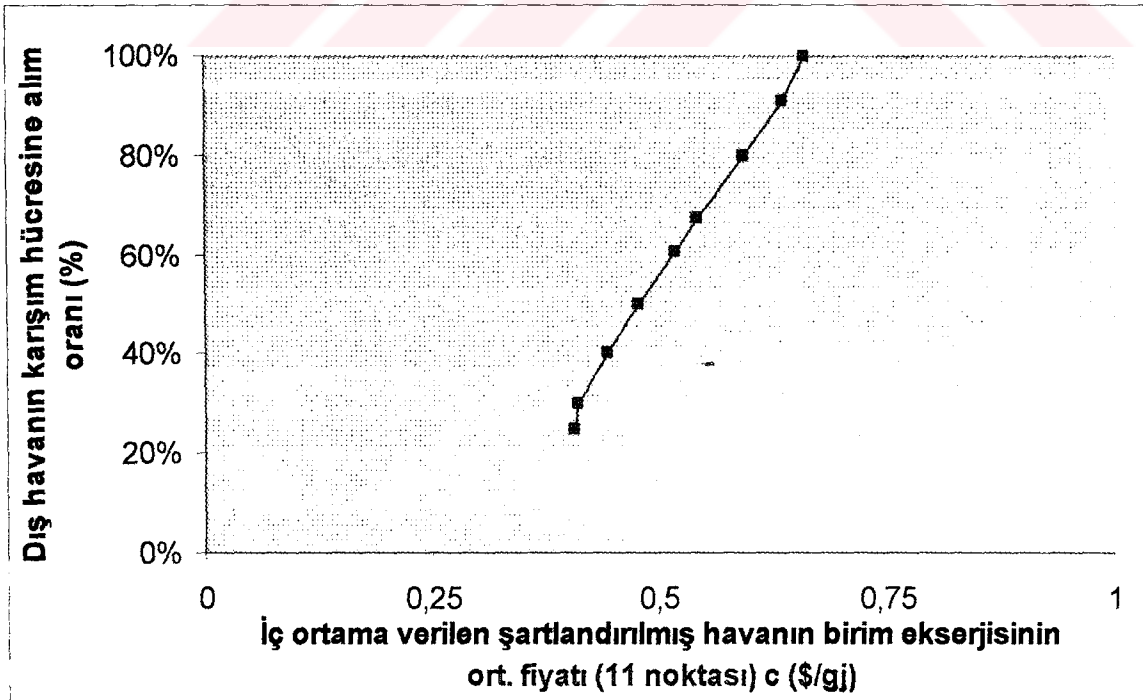
Şekil 9.28’de görüldüğü gibi, termoeconomik faktör dış havanın alım yüzdesi arttıkça artış göstermektedir. Isıtıcı bataryanın bir değere getirilmiş yıllık toplam gideri artmakta iken (şekil 9.27), yok edilen ekserji oranı artış göstermektedir. Termoeconomik faktörün artması bize soğutucu batarya hücresinde yatırım ve işletme maliyetlerinin etkisinin olduğunu gösterir. Isıtıcı batarya hücresinde ilk iyileştirme yapılacak yer ekserji kayıplarıdır. Ekserji kayıplarını en aza indirmek gereklidir. Sonra yatırım ve işletme masraflarında iyileştirmeye gidilmelidir.

Sonuç olarak sistemi incelersek;

Çizelge9.29 İç ortama verilen şartlandırılmış havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişim tablosu

Dış havanın karışım hücreğine alım oranı (%)	İç ortama verilen şartlandırılmış havanın birim ekserjisinin ort. fiyatı (11 noktası) c (\$/gj)
25	0.407373
30	0.409757
40	0.44345
50	0.47223
60	0.518605
70	0.542462
80	0.5889
90	0.63532
100	0.66

Klima santralinin her ünitesinden geçen ve bizim istediğimiz oranlarda karışan havanın şartlandırılıp iç ortama verilmesinin maliyeti devamlı artış göstermektedir (şekil 9.29). Klima santraline %100 dış hava aldığımızda maliyetler artmaktadır. Bulduğumuz değerler karşılaştırılıp, gerekli yatırım ve işletme masrafları göz önünde tutularak en ideal sistem belirlenir.



Şekil 9.29 İç ortama verilen şartlandırılmış havanın birim ekserjisinin ort. fiyat değişimi

KAYNAKLAR

Çengel, Y. A. ve Boles, M. A., (1996), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, (Çev., T., Derbentli), McGraw-Hill, Literatür, İstanbul

Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M., (1996) Thermal Design and Optimization, Wiley, New York

Moran, M. J., (1989), Availability Analysis: A guide to Efficient Energy Use, ASME Pres, New York.

Kotas, T. J., (1995), The Exergy Method Of Thermal Plant Analysis, Krieger, Melbourn, FL.

Szargut, J., Morris, D. R. and Steward, F. R., (1988), Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes, Hemisphere, New York.

Evans, R. B., (1969), A proof that essergy is the only consistent measure of potential work (for chemical systems), PhD thesis, Thayer School of Engineering, Dartmouth College, Hannover, NH.

Lucca, G., (1991), Analisi exergetica: l'importanza didattica di unificare i concetti di base, la terminologia e la simbologia, La Termotecnica, pp. 35 – 44.

Lewins, J. D., (1989), Private communication,

Bejan, A., (1986), Engineering thermodynamics, in M. Kutz, ed., Mechanical Engineer' Handbook, Wiley, New York, Chapter 54, pp. 1530 - 1548.

Szargut, J. and Styrylska, T., (1969), Die exergetische Analyse von prozessen der feuchten Luft, Heiz. – Lueft – Haustech., Vol 20, pp. 173 – 178.

Wepfer, W. J., Gaggioli, R. A. and Obert, E. F., (1979), Proper evaluation of available energy for HVAC, ASHRAE Trans., Vol. 85, Part 1, pp. 214 – 230

Ahrendts, J., (1980), Reference states, Energy, Vol. 5, pp. 667 – 677.

Szargut, J., (1989), Chemical exergies of elements, Appl. Energy, Vol. 32, pp. 269 – 286

Kanoğlu, M., Çarpınnlioğlu, M. Ö., Yıldırım, M., (2004), Energy and Exergy Analyses of an Experimental Open-Cycle Desiccant Cooling System, Applied Thermal Engineering, pp. 919 – 932.

Changengqin, R., Nianping, L., Guangfa, T., (2002), Principles of Exergy Analysis in HVAC and Evaporative Cooling Systems, Building and Environment, pp. 1045 – 1055

Zhang, G. Q., Wang, L., Liu, L., Wnag, Z., (2003), Thermoeconomic Optimization of Small Size Central Air Conditioner, International Journal of Refrigeration, pp. 158 – 169

Misra, R. D., Sahoo, P. K., Sahoo, S., Gupta, A., (2003), Thermoeconomic Optimization of a Single Effect Water/LiBr Vapour Absorption Refrigeration System, International Journal Of Refrigeration, 26, pp. 158 – 169

Yumrutaş, R., Kunduz, M., Kanoğlu, M., (2002), Exergy Analysis of Vapor Compressin Refrigeration Systems, Exergy an İnternational Journal, 2, pp. 266 – 272

Camargo, J. R., Ebinuma, C. D., SİLveira, J. L., (2003), Thermoeconomic Analysis of an Evaporative Desiccant Air Conditioning System, Applied Thermal Engineering, 23, pp. 1537 – 1549

Derbentli, T., (2000), İklimlendirme Sistemlerinde Ekserji Çözümlemesi, IV. Uluslar arası Yapıda Tesisat Bilim ve Teknik Sempozyumu, İstanbul.

Bilgen, E., (2002), Exergetic and Engineering Analysis of a Gas Turbine Based Cogeneration Systems, Energy, 25, pp. 1215 – 1229

Bilge D. Ve Demir G., (2004), Isıl Sistemlerin Termoeconomik Çözümlemesi, Yıldız Teknik Üniveristesi, İstanbul

Horsley, M., (1993), Engineering Thermodynamics, Chapman & Hall, London..

Keenan, J. H. and Hatsopoulos, (1965), Principles of Thermodynamics, Wiley, New York.

Ashre Fundamentals (1996), Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri (Çeviren Genceli, O.), Teknik yayıncılık.

Bejan, A., (1997), Advanced Engineering thermo: Second Edition, John Wiley & Sons.

Wang, S. K., (1993) Handbook of Airconditioning and Refrigeration, McGraw Hill.

Moran, M. J. and Sciubba, E., (1994), Exergy Analysis, Principles and Practice, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 116: 285-290.

Moran, M. J. and Shapiro, H. N., (1993) Fundementels of Enginerring Thermodynamics, John Wiley & Sons.

Accadia, M. D., Rossi, F., (1998), Thermoeconomic Analysis and Diagnosis of a Refrigeration Plant, Energy Conversion&Management, 39, pp. 1223-1232

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	02.06.1979	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1990-1997	Özel Şişli Terakki Lisesi
Lisans	1997-2001	Trakya Üniversitesi Mühendislik Fak. Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2001-2004	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

