

168385

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KULUÇKAHANE İKLİMLENDİRMESİNDE
KOJENERASYON SİSTEMLERİNİN UYGULANMASI VE
MALİYET ANALİZİNİN ARAŞTIRILMASI**

Makine Müh. Aybegüm NAMLI

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Galip TEMİR

Prof. Dr. Galip Temir

Prof. Dr. Dünya Bilge

Prof. Dr. Şükrü Bekdemir

İSTANBUL 2005

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iii
KISALTMA LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	v
ÇİZELGE LİSTESİ	vi
ÖNSÖZ	vii
ÖZET	viii
ABSTRACT	ix
1. KOJENERASYON.....	1
1.1 Kojenerasyon Teknikleri	4
1.1.1 Gaz Türbinli Kojenerasyon Tekniği	4
1.1.2 Gaz Motorlu Kojenerasyon Tekniği	5
1.1.3 Kullanılan Yakıtlar	9
1.1.4 Kapasite Aralıkları.....	9
1.1.5 Toplam Verim	10
1.1.6 Ekonomik Ömür	10
1.1.7 Atık Isının Kullanım Çeşitleri	10
1.1.8 Elektrik Isı Oranları	11
1.2 Sistem Seçimi	13
1.2.1 Yakıt	13
1.2.2 Yük Eğrisi	14
1.2.3 Start Sayısı	14
1.2.4 Ortam Sıcaklığı	14
1.2.5 Toplam Sistem Kapasitesi	15
1.2.6 Elektrik Kalitesi	15
2. TERMOEKONOMİK ANALİZ.....	16
3. KULUÇKAHANE İKLİMLENDİRMESİ.....	22
3.1 Kuluçka.....	22
3.2 Yumurta Yumurtlandıktan Sonraki Embriyo Gelişimi	22
3.3 Kuluçkahaneler	23
3.3.1 Kuluçka Kapasitesi	23
3.3.2 Kuluçkahanenin Yerleşim Planlaması	23
3.3.3 Kuluçkahane Odalarında Olması Gereken Sıcaklık ve Rutubet Değerleri.....	24
3.3.4 Kuluçkahanelerde Havalandırma	29
3.3.5 Kuluçka Odalarında Hava Filtrasyonu	32
3.3.6 Kuluçka Makinaları	32
3.3.7 Kuluçka Makinalarında Sıcaklık ve Rutubet.....	33
4. ÖRNEK BİR KULUÇKAHANE ISITMA-SOĞUTMA-HAVALANDIRMA PROJESİ ..	34

4.1 Bina Hakkında Bilgiler	34
4.2 Sistem Hakkında Bilgiler.....	34
4.3 Hesaplarda Esas Alınan Değerler	34
4.3.1 Dış Sıcaklıklar	34
4.3.2 İç Sıcaklıklar.....	35
4.3.3 Kuluçkahanenin Isı Kayıp ve Isı Kazançları	35
4.3.4 Taze Hava İhtiyaçları.....	37
4.3.5 Havanın Filtrelenmesi	37
4.3.6 Cihazların Belirlenmesi	38
4.3.6.1 Klima Santralleri ve Egzost Aspiratörlerinin Seçimi	38
4.3.6.2 Sıcak Su Kazanının Seçimi	55
4.3.6.3 Soğutma Grubunun Seçimi.....	56
5. KURULAN SİSTEMİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ	57
5.1 Kış işletmesinde sistemin ekserji analizi.....	57
5.1.1 Kış işletmesinde ekserji kaybı	77
5.2 Kış işletmesinde sistemin termoeconomik analizi	79
5.3 Yaz işletmesinde sistemin ekserji analizi	83
5.3.1 Yaz işletmesinde ekserji kaybı	88
5.4 Yaz işletmesinde sistemin termoeconomik analizi	90
6. KOJENERASYONLU SİSTEMİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ.....	94
6.1 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin ekserji analizi.....	96
6.1.1 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin ekserji kaybı	108
6.2 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin termoeconomik analizi.....	110
6.3 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin ekserji analizi.....	113
6.3.1 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin ekserji kaybı	116
6.4 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin termoeconomik analizi.....	118
7. SONUÇLAR.....	121
KAYNAKLAR.....	123
ÖZGEÇMİŞ.....	124

SİMGE LİSTESİ

φ	Bağıl nem
h	Entalpi
s	Entropi
w	Özgül nem
t	Sıcaklık
α	Isı taşınım katsayısı
λ	Isı geçirgenlik direnci
K	Isı iletim katsayısı
L	Uzunluk
V	Debi
γ	Yoğunluk
c_p	Özgül ısı
m	Kütle
M	Mol kütlesi
n	Mol miktarı
W	İş
Q	Isı enerjisi
η	Verim
R	Üniversal gaz sabiti
e	Birim kütle için ekserji
\dot{E}	Ekserji akısı
\dot{E}_q	Isı geçişiyle olan ekserji akımı
\dot{E}_w	İş etkileşimi ile olan ekserji akısı
\dot{E}_i	Sisteme giren ekserji akısı
\dot{E}_e	Sistemden çıkan ekserji akısı
\dot{E}_k	Ekserji kaybı
I_d	Sistemin ilk yatırım maliyeti
I_k	Eskalasyon yüklü ilk yatırım maliyeti
C_k	Sabit yıllık sermaye masrafı
C_m	İşletme ve bakım masrafı
C_f	Yakıt masrafı
C_e	Elektrik masrafı
i	Faiz oranı
r	Eskalasyon oranı
c	Birim ekserji maliyeti
\dot{C}	Ekserji akısı maliyeti
\dot{Z}	İlkyatırım, işletme ve bakım maliyetleri toplamı
f	Termoekonomik faktör
H_u	Yakıt alt ısıl değeri

KISALTMA LİSTESİ

ODI	Oda duyulur ısısı
OGI	Oda gizli ısısı
OTI	Oda toplam ısısı
DIO	Duyulur ısı oranı
AHU	Air handling unit - Klima santrali
EA	Egzost aspiratörü
IGK	Isı geri kazanımı
CHP	Combined heat and power – Bileşik ısı güç
EYO	Enerjiden yararlanma oranı
EIO	Elektrik ısı oranı



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Kojenerasyon ve konvansiyonel sistemlerle enerji üretimlerinin Sankey diyagramıyla karşılaştırılması.....	2
Şekil 1.2 Bir ısı makinası.....	3
Şekil 1.3 Gaz türbinli basit çevrim kojenerasyon tesisi prensip şeması.....	5
Şekil 1.4 Gaz motorunda enerji dağılımı.....	6
Şekil 1.5 Gaz motorlu kojenerasyon sistemi prensip şeması.....	8
Şekil 3.1 Bir kuluçkahanede ana bölümler ve giriş çıkış hattı	24
Şekil 5.1 Kış işletmesi akış şeması.....	59
Şekil 5.2 Kış işletmesi ekserji kayıp oranları	78
Şekil 5.3 Yaz işletmesi akış şeması.....	85
Şekil 5.4 Yaz işletmesi ekseji kayıp oranları.....	90
Şekil 6.1 Kojenerasyonlu sistem kış işletmesi akış şeması	97
Şekil 6.2 Kojenerasyonlu sistem kış işletmesi ekserji kayıp oranları	110
Şekil 6.3 Kojenerasyonlu sistem yaz işletmesi akış şeması	115
Şekil 6.4 Kojenerasyonlu sistem yaz işletmesi ekserji kayıp oranları.....	117



ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Bazı kanatlılarda kuluçka süresi (Gün)	22
Çizelge 3.2 Haftada iki çıkışa göre kuluçka kapasiteleri.....	23
Çizelge 3.3 1-3 ve 5-7 Gün süre ile depolanan yumurtalarda depolama sıcaklığı ve kuluçka randımanları	26
Çizelge 3.4 Kuluçkalık yumurtaların depolanmasında çevre şartları.....	26
Çizelge 3.5 Kuluçkalık yumurtaların depolanma süresine göre uygulanacak ön ısıtma işlemi.....	28
Çizelge 3.6 Kuluçkahane odalarında dakikada hava akımı (m^3).....	31
Çizelge 4.1 Kuluçkahaneye ait oda sıcaklıkları, ısı kayıp ve kazançları.....	35
Çizelge 4.2 Klima santralleri ısıtıcı batarya kapasiteleri.....	55
Çizelge 4.3 Klima santralleri soğutucu batarya kapasiteleri	56
Çizelge 5.1 Kış işletmesinde sistemin termodinamik özellikleri ve ekserjileri.....	75
Çizelge 5.2 Kış işletmesinde sistem bileşenlerinin ekserji kayıpları.....	78
Çizelge 5.3 Kış işletmesinde sistemin ilk yatırım maliyeti	79
Çizelge 5.4 Kış işletmesinde sistemin işletme giderleri	79
Çizelge 5.5 Yaz işletmesinde sistemin termodinamik özellikleri ve ekserjileri.....	89
Çizelge 5.6 Yaz işletmesinde sistem bileşenlerinin ekserji kayıpları.....	90
Çizelge 5.7 Yaz işletmesinde sistemin ilk yatırım maliyeti	91
Çizelge 5.8 Yaz işletmesinde sistemin işletme giderleri	91
Çizelge 6.1 Kojenerasyon sisteminde üretilen ve tesiste kullanılan ısılar.....	95
Çizelge 6.2 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin termodinamik özellikleri ve ekserjileri.....	108
Çizelge 6.3 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin bileşenlerinin ekserji kayıpları	109
Çizelge 6.4 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin ilk yatırım maliyeti.....	111
Çizelge 6.5 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin işletme giderleri ve gelirleri	111
Çizelge 6.6 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin termodinamik özellikleri ve ekserjileri.....	116
Çizelge 6.7 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin bileşenlerinin ekserji kayıpları	117
Çizelge 6.8 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin ilk yatırım maliyeti.....	118
Çizelge 6.9 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin işletme giderleri ve gelirleri	118

ÖNSÖZ

Enerji toplumsal hayatın hemen her kesimini yakından ilgilendiren bir unsur olduğundan, ekonominin bütünü ile yakın ilişkisi açıkça görülmektedir. Dolayısıyla, enerji planlamasının ekonomik planlama ile bir bütünlük içinde ele alınması gerekmektedir. Enerjiyi üretirken çevreyi kirletmeden üretmek ve verimlilik oranını yükseltmek ön plana çıkmaktadır.

Ülkelerin kendi yapılarına uygun enerji politikalarını belirlemiş olmaları çok önemlidir. Gelişmekte olan ülkemiz de, sağlıklı bir enerji politikasına sahip olmadığı gibi enerji kaynakları bakımından dazengin bir ülke konumunda değildir. Son yıllarda enerjinin üretim ve kullanım aşamasında verimliliğin artırılması, kayıpların en az düzeyde tutulması daha fazla önem kazanmaya başlamıştır.

Kojenerasyon enerjinin hem elektrik hem de ısı biçimlerinde aynı sistemden beraberce üretilmesi veya tüm ısı makinelerinin çevreye vermek zorunda oldukları atık ısıdan yararlanmak olarak tanımlanabilir. Bu birliktelik, iki enerji biçiminde tek tek kendi başlarına ayrı yerlerde üretilmesinden daha ekonomik sonuçlar vermektedir. Bu yüzden kojenerasyon sistemlerinin uygulama alanları ülkemizde son yıllarda çok artmaktadır.

Termoekonomi ise enerji sistemlerinin etkin olarak çalıştırılması ile ilgili konularda daha rasyonel karar vermek amacıyla ısı bilimleri ve mühendislik ekonomisi alanlarındaki prensipleri birleştirmektedir. Termoekonomi ekserji destekli maliyet minimizasyonu şeklinde ele alınabilir. Bir sistemin verilen bir halde yapabileceği en çok yararlı iş ekserji diye adlandırılır. Termoekonomik analizle bir sistemin tamamını optimize etmek mümkün olmaktadır.

Bu çalışmamda beni destekleyen ve her konuda yardımlarını esirgemeyen hocam Prof.Dr.Galip Temir'e, kuluçkahane iklimlendirmesiyle ilgili yardımlarından dolayı Sn.Şemsi Narmanlı'ya ve manevi desteklerinden dolayı aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

MAYIS 2005

Aybegüm NAMLI

ÖZET

Bugünkü endüstriyel tavukçuluğun en modern birimlerinden biri kuluçkahanelerdir. Bu endüstri kolunun gelişmesiyle günümüzde kullanılan kuluçkahaneler, bir çıkışta 100.000'lerce civcivin elde edildiği büyük kapasiteli işletmeler haline gelmişlerdir.

Bu çalışmada öncelikle kojenerasyon sistemleri, kuluçkahane iklimlendirmesi ve termoekonomik analizle ilgili genel bilgiler verilmiştir. Daha sonra Kocaeli'nde bulunan bir kuluçkahane iklimlendirme sisteminin termoekonomik analizi yapılmıştır. En son aşamada ise bu tesiste bir kojenerasyon sistemi kurulmuş ve bu sistemin de termoekonomik analizi yapılmıştır. Yapılan termoekonomik analizle her iki sistemin bileşenlerinin ayrı ayrı ekserji kayıpları belirlenmiş, termoekonomik faktörleri hesaplanmıştır. Bu çalışmalar sistem bileşenleri üzerinde bir iyileştirme yapılıp yapılmamasının ekonomik olarak uygun olup olmayacağını, şayet uygunsa sistemi iyileştirmek için sistemin hangi bileşeni üzerinde çalışma yapılması gerektiği hakkında bilgi vermiştir.

Anahtar kelimeler: Kuluçkahane , iklimlendirme, kojenerasyon, enerji, ekserji , termoekonomik analiz

ABSTRACT

By the help of the development of poultry seller, the hatcheries that is used recently became huge capacited business that is produced hundred thousands of chicks at once.

In this work, firstly some general information is given about cogeneration systems, HVAC systems of hatcheries and thermoeconomic analysis. Then the HVAC system of hatchery which is located in Kocaeli is analysed thermoeconomically. At last a cogeneration system is built in this facility, and the thermoeconomical analyse of this system was made. The exergy losses of each two systems components were calculated in this thermoeconomical analyse, thermoeconomical factors were computed.

These work informed whether improving of these system component is economically suitable and if it is suitable which of the components should be worked in order to improve the system.

Keywords : Hatchery , HVAC systems , cogeneration, energy, exergy , thermoeconomic analyse.



1. KOJENERASYON

Buharlı güç çevrimlerinde amaç aracı akışkana verilen ısının bir bölümünü, en değerli enerji biçimi olarak nitelenen işe dönüştürmektir. Isı enerjisinin geri kalan bölümü akarsular, göllere, denizlere veya atmosfere atık ısı olarak verilir. Bunun nedeni, çevreye verilen ısının başka bir amaçla kullanılamayacak kadar düşük sıcaklıkta olmasıdır. Büyük miktarlarda ısının çevreye verilmesi, iş üretmek için ödenmesi gereken zorunlu bir bedeldir. Çünkü birçok mühendislik sistemi, elektrik enerjisi veya mekanik enerji ile çalışır.

Fakat mühendislik sistemlerinin büyük bir bölümünde enerji gereksinimi ısı biçimindedir. Kimya, kağıt, petrol, çelik, gıda ve tekstil endüstrileri gibi bazı endüstrilerde ısı işlemler önemli bir yer tutar. Isıl işlemler için gerekli ısıya proses ısı adı da verilir. Bu endüstrilerde proses ısı genellikle 5-7 atm basınçları arasında ve 150-200° C sıcaklıkları arasında su buharıyla sağlanır. Buharı oluşturmak için gerekli ısı ise kömür, sıvı yakıtlar, doğal gaz ve benzeri yakıtları bir kazanda yakarak elde edilir.(Çengel,1996)

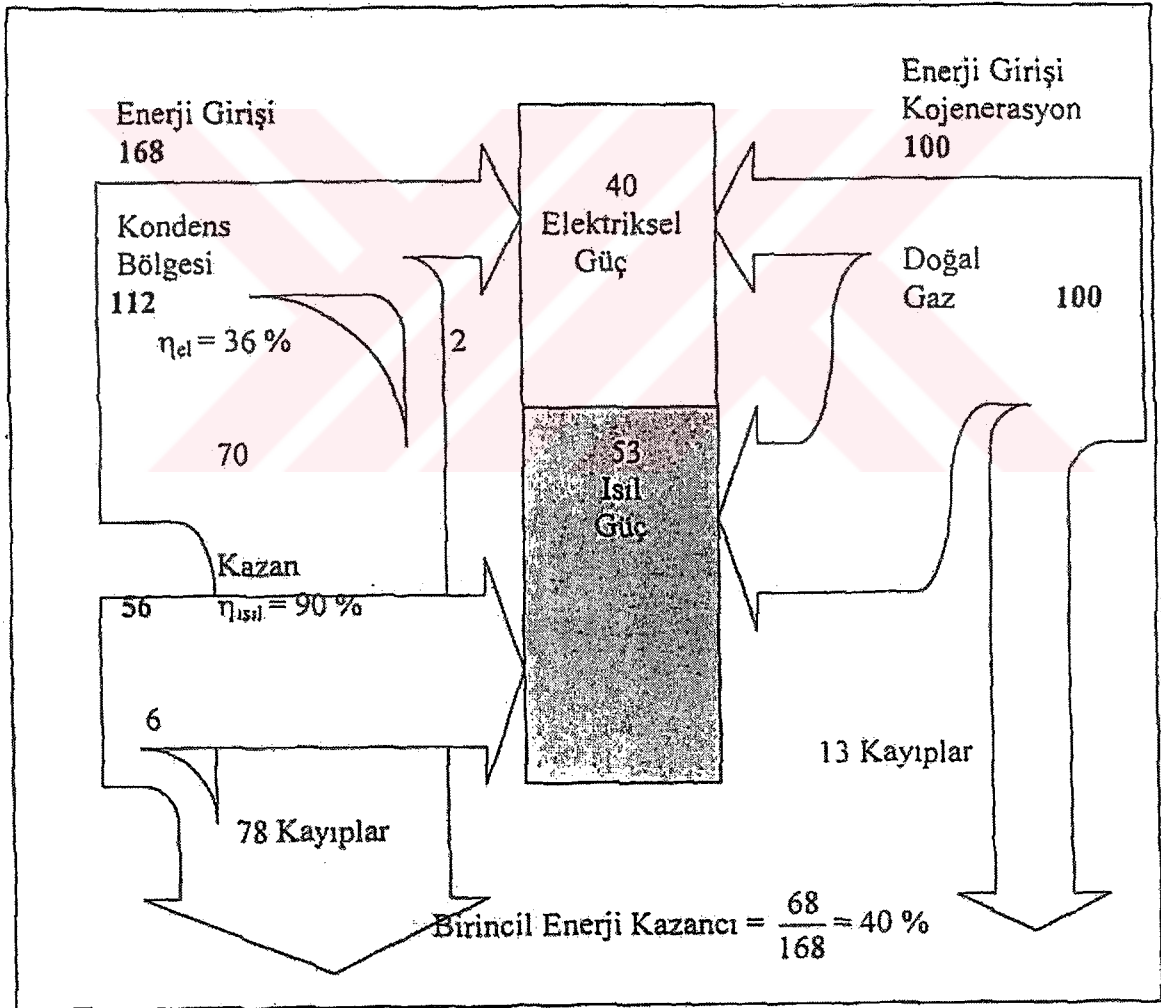
Isıl işlemlerin gerçekleştirildiği bir endüstri kuruluşun incelendiğinde dağıtım borularındaki ısı kayıpları ihmal edilirse, su buharına kazanda verilen tüm ısı, ısı değiştiricileri aracılığıyla ısı işlemlerde kullanılır. Kazanda üretilen tüm ısının ısı işlemlerde kullanılması, bir kayıp olmadığı izlenimini verebilir. Oysa, ikinci yasa açısından bakıldığı zaman, dönüşümün mükemmel olmadığı anlaşılır. Kazanların içinde yanma sırasında oluşan sıcaklıklar, 1370 °C gibi çok yüksek değerlere ulaşılır. Bu yüksek nitelikli enerji daha sonra 200 °C veya daha düşük sıcaklıkta buhar oluşturmak için suya verilir. Buradaki tersinmezlik çok büyüktür. Bu tersinmezlikle ilişkili olarak, kullanılabilirlikte bir azalma veya iş potansiyelinde bir kayıp söz konusudur. Düşük nitelikli bir enerjiyle gerçekleştirilebilecek bir işlemi yüksek nitelikli bir enerjiyle gerçekleştirmek akıllıca değildir.

Isıl işlemlerin yoğun olduğu endüstriler aynı zamanda büyük miktarda elektrik kullanırlar. Bu bakımdan hem ekonominin hem de mühendisliğin gereği olarak varolan iş potansiyelini, güç üretimi için kullanmak yerinde olur. Bu düşüncenin sonucu olarak, ısı işlem gereksinimlerini karşılarken elektrik de üreten santraller geliştirilmiştir. Bu santrallere bileşik ısı güç santralleri adı verilir. Bileşik ısı güç üretimi, ısı enerji ve elektrik gereksinimlerinin aynı enerji kaynağından karşılanmasıdır.

Konvansiyonel enerji üretim sistemleri (Termik santrallerde elektrik, kazanlarda ısı üretimi) çevreyi kirletmekte ve primer enerjinin yaklaşık %55-65'i atık ısı olarak ziyan olduğundan hiç ekonomik olmamaktadır. Buna karşılık bir kojenerasyon sisteminde elektrik üretimi sırasında

ortaya çıkan ısı, eşanjörler yardımı ile çeşitli ısı ihtiyaçları için (Sıcak su, buhar, absorpsiyonlu soğutma vb.) değerlendirilebilmektedir. Gazla çalışan CHP (Combined Heat and Power - Bileşik Isı ve Güç) sistemlerinde elektrik ve ısının eş zamanlı üretilmesiyle %80-90 oranında verim elde edilebilmektedir. Böylece primer enerjinin atılan kısmı minimize edilmektedir. Bu yüksek sistem verimi sayesinde kojenerasyon sistemi, ilk yatırım tesis giderini 1.5-3 sene gibi çok kısa bir sürede geri öder.

Şekil 1.1'de konvansiyonel ve kojenerasyon sistemleri ile enerji üretimi bir Sankey diyagramı üzerinde karşılaştırılmıştır. Görüleceği üzere; 40 birim elektriksel, 50 birim ısı güce ihtiyacı olan bir tesisin bu ihtiyaçlarını karşılamak için; konvansiyonel sistemde 168 birim enerji gerekirken, kojenerasyon sistemiyle 100 birim enerji yeterli olmaktadır. (Koçak, 1998)



Şekil 1.1 Kojenerasyon ve konvansiyonel sistemlerle enerji üretimlerinin Sankey diyagramıyla karşılaştırılması

Kısaca özetlersek kojenerasyon sistemi tüm ısı makinalarının çevreye vermek zorunda oldukları atık ısıdan yararlanmayı amaçlar.

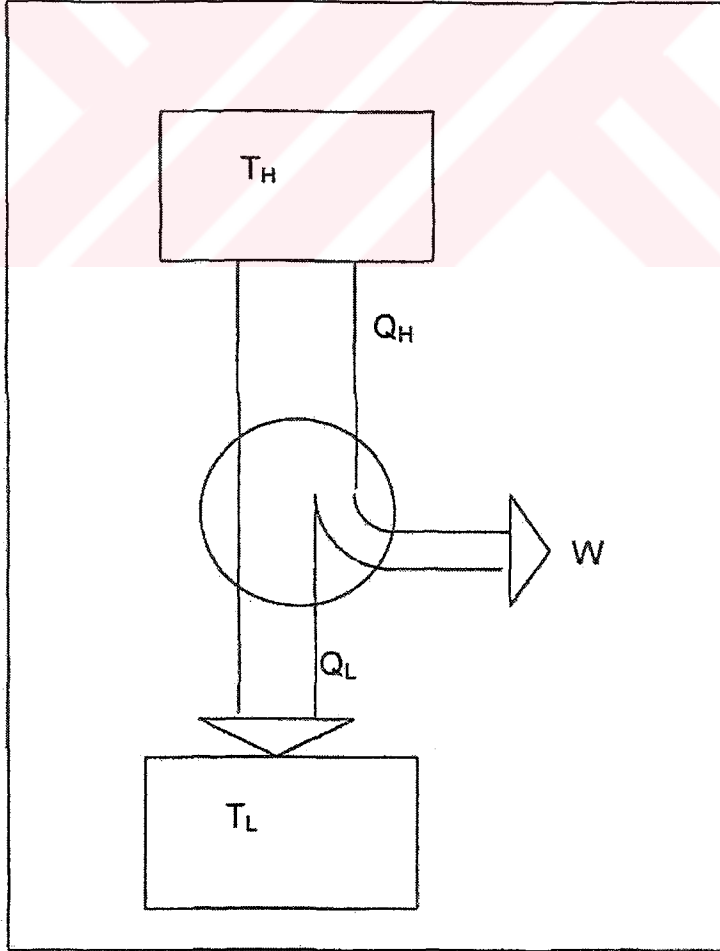
Şekil 1.2'deki ısı makinasından da görüleceği üzere, bir ısı makinasında üretilen işin W , alınan ısı enerjisine Q_H oranı, ısı verim, η 'dir.

$$\eta = \frac{W}{Q_H} \quad (1.1)$$

Bu verime kojenerasyon uygulamalarında elektrik çevrim verimi adı da verilmektedir.

Çevreye aktarılan ısı enerjisi, Q_L , kojenerasyon sisteminde kullanılan ısıdır. Böylece enerjiden yararlanma oranı EYO maksimum düzeye çıkarılmaktadır.

$$EYO = \frac{W + Q_L}{Q_H} \quad (1.2)$$



Şekil 1.2 Bir ısı makinası

EYO'ya kojenerasyon uygulamalarında toplam verim de denilmektedir. Her ne kadar EYO, termodinamiğin birinci yasasına göre "1" olsa da, uygulamada atık ısının tümünden yararlanılmadığından bu mümkün olmamaktadır. Bu atık ısıdan, doğrudan ısı olarak yararlanılmadıkça, %35-55 aralığında uygulamalar gerçekleştirilmiştir. Bileşik çevrimde dünyadaki en iyi örneklerinden biri olmasına rağmen, Ambarlı Bileşik Çevrim Santrali'nde bu verim değeri %50 civarında kalmaktadır . Oysa atık ısıdan, gene ısı olarak faydalanılan kojenerasyon sisteminde toplam sistem verimini yani Enerjiden Yararlanma Oranını (EYO) %80-90'lara dek çıkarmak mümkün olmuştur.

Bileşik ısı güç santrallerinde üretilen işin (elektriğin) faydalanılan ısıya oranı, elektrik ısı oranı, EIO diye tanımlanır. Termodinamiğin birinci yasası uyarınca ısı verimle de gösterilebilir . EIO, kojenerasyon sisteminin önemli özelliklerinden biridir.(Koçak,1998)

$$EIO = \frac{W}{Q_L} = \frac{\eta}{1-\eta} \quad (1.3)$$

1.1 Kojenerasyon Teknikleri

Bu sistemler, en genel olarak iki başlık altında incelenebilir: Gaz ve buhar türbini ile gaz motoru.(Koçak,1998)

1.1.1 Gaz Türbinli Kojenerasyon Tekniği

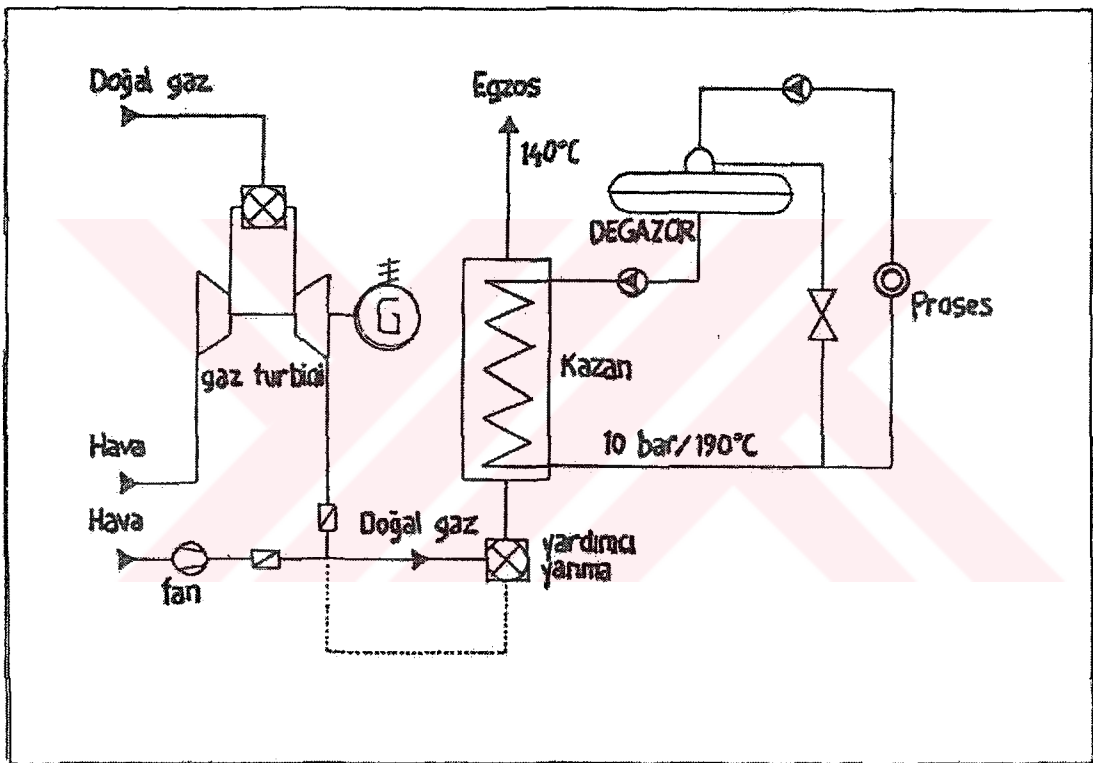
Teknik açıdan değerlendirildiğinde, gaz türbinli sistemlerin çalışma prensipleri aşağıda açıklanmıştır:

Yakıt ve hava karışımının (12-35 bar) yanma odasında yakılmasıyla oluşan kinetik enerji, türbin ve şanzuman aracılığıyla jeneratörü tahrik eder. Jeneratörden de böylece elektrik enerjisi elde edilir.

Gaz türbinli sistemlerin egzost çıkışları 400-500 °C sıcaklık dolaylarındadır. Türbin çıkışından direkt bir ısı eşanjörü (atık ısı kazanı) aracılığıyla istenen şartlarda doymuş buhar ve/veya sıcak su elde edilir. Böylece bir kojenerasyon tesisinin prensip şeması Şekil 1.3'de görülmektedir .

Buradan elde edilen buhar ve/veya sıcak suyun doğrudan proseste kullanılması verimin maksimum olduğu en ekonomik çözümdür. Özellikle Avrupa'da elektrik sisteminin şebekeyle senkronize çalışabilmesi için gerekli yasal düzenlemeler tamamlanmış olduğundan, firmaların fazla elektriği şebekeye satması veya şebekeden elektrik takviyesi alabilmesi mümkün

olmaktadır. Şebeke elektrik fiyatı da kaçakların az olmasından dolayı ucuz olduğu için sistem seçimi, atık ısının tamamı kullanılabilir şekilde yapılır. Fakat Türkiye şartlarında şebeke elektriği çok pahalı olduğu için sistem elektrik gereksinimine göre seçilmektedir. Dolayısıyla gaz türbinli kojenerasyon sistemlerinin oranca yüksek olan ısıl çıkışından elde edilen buharın doğrudan proseste kullanılmasına ihtiyaç duyulmadığında, gaz türbini atık ısı sistemine bağlanan buhar türbini ile kojenerasyon sisteminin daha fazla elektrik üretilir. Bu prensiple çalışan sistemlere "Kombine Çevrim Santralleri" denilmektedir. (Koçak,1998)

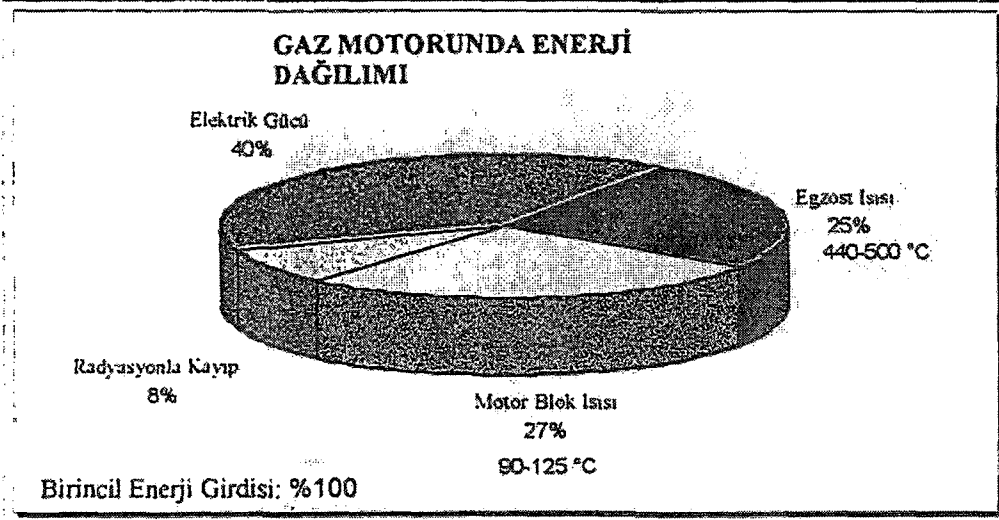


Şekil 1.3 Gaz türbinli basit çevrim kojenerasyon tesisi prensip şeması

4.1.2 Gaz Motorlu Kojenerasyon Tekniği

Daha düşük sıcaklıkta ve kütlede atık ısı sağladıklarından ve çok çeşitli güçlerde üretiltiklerinden dolayı, özellikle elektrik ihtiyacı, ısı ihtiyacından daha fazla olan yani elektrik ısı oranı ($EIO = W / Q_L$, Bileşik ısı güç santralında üretilen ısı - elektriğin, kullanılan ısıya oranı) yüksek (%80 civarı) endüstriyel uygulamalarda, toplu konut, tatil köyleri, büyük oteller gibi sıcak su ve soğutma gereksinimi olan uygulamalarda, optimum çözümler olarak karşımıza çıkmaktadır.

Gaz motorundaki enerji dağılımı grafiği Şekil 1.4'da gösterildiği gibidir.



Şekil 1.4 Gaz motorunda enerji dağılımı

Grafikten de görüleceği üzere, pistonlu bir gaz motorunda yanan yakıtın enerjisinin (birincil enerjinin) dönüştüğü enerji türlerini şöyle sıralayabiliriz:

- * %35-40'lık bir kısmı mekanik güce,
- * %30-35'lik bir kısmı motor gömlek ısısına,
- * %25-30'u egzost ısısına ve
- * %7-10'luk bir kısmı radyasyon enerjisi şeklinde kayıp enerjiye dönüşmektedir .

Yukarıda bahsedilen enerji dağılımından yola çıkarak, ortaya çıkan atık ısılarından gaz motorunun, kojenerasyon (Bileşik Isı ve Güç Üretimi) amaçlı kullanımında sistem verilen ısı enerjisi üç unsurdan elde edilir. Bunlar; gaz motorunun yağlama devresi, egzost gazları ve şarj havası, silindir bloğu soğutma devresidir.

Şekil 1.5'de gaz motorları kullanılan bir kojenerasyon tesisinin prensip şeması görülmektedir. Atık ısıları geri kazanım için kullanılan eşanjörler sistemini çeşitli modifikasyonlarda tasarlamak mümkündür.

Gaz motoru uygulamalarının en önemli avantajları şunlardır (Koçak,1998):

- * En yüksek miktarda elektriği üretebilecek (Elektrik ısı oranı $\cong 0.8$) toplam %40'a varan elektrik çevrim verimi ile elektrik tüketiminin ısı tüketimine oranla daha yüksek olduğu durumlarda seçilmesi uygun olan çözüm alternatifleridir. Bu özellikleri ile gaz motorları

elektrik ihtiyacının yanı sıra, ısıtma ve/veya soğutma amaçlı ısı enerjisi gereksinimi duyan; toplu konut, tatil köyleri, oteller, yüzme havuzlu spor kompleksleri, üniversite kampüsleri gibi uygulama alanlarında çok uygun çözümler olarak karşımıza çıkmaktadır.

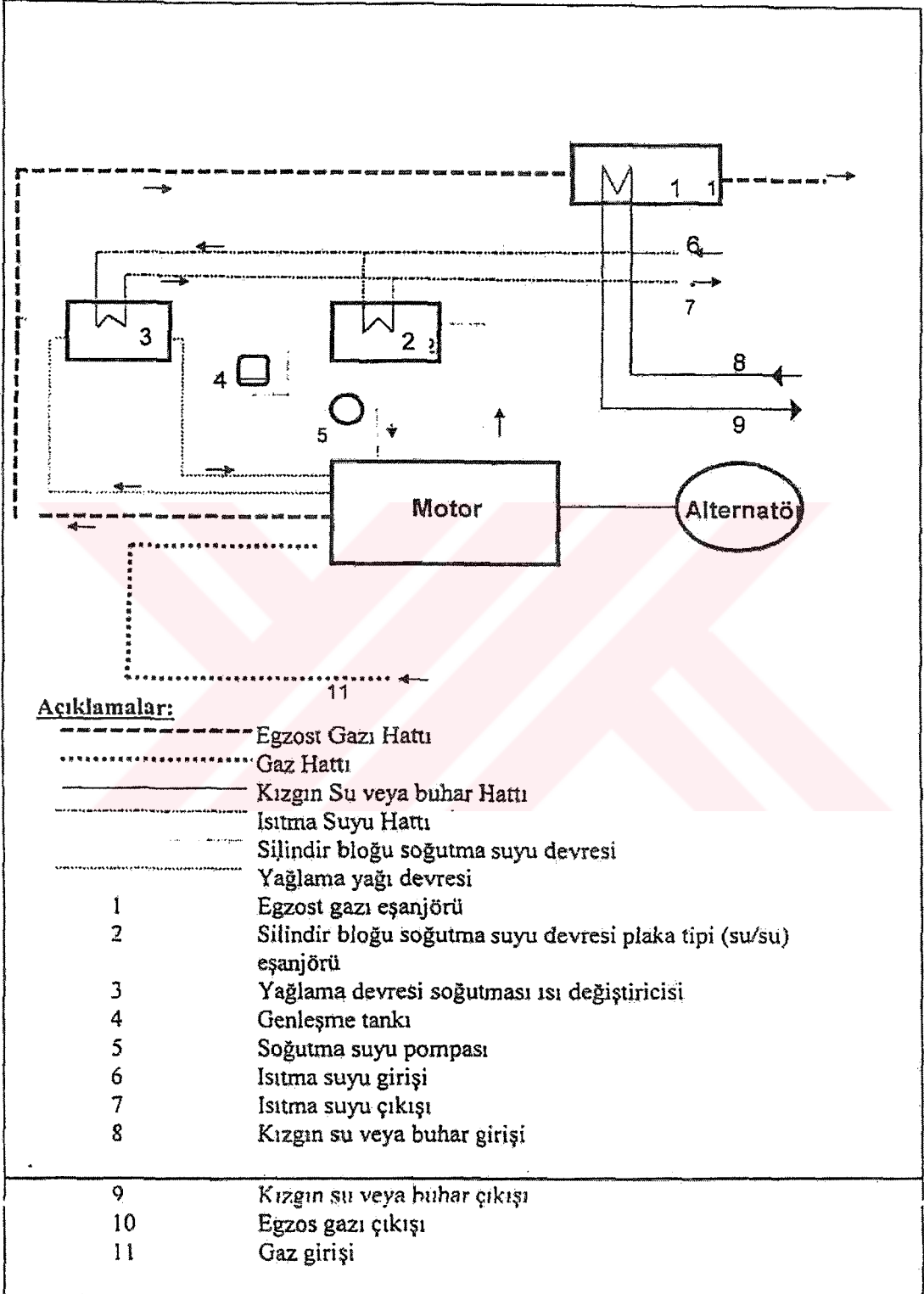
* %85 ile %91 arasında değişen toplam çevrim verimi türbinli sistemlerle karşılaştırıldığında, türbinli CHP (Combined Heat and Power - Bileşik ısı ve güç) sistemlerinde elektrik çevrim verimi arttıkça toplam çevrim veriminin önemli miktarda düştüğü görülmektedir .

* Fakir karışım veya katalizörlü yakma sistemlerinin çevre dostu temiz doğalgazla kombinasyonu sayesinde, çok düşük zararlı emisyon seviyesi. Modern fakir karışım yanma sistemlerine haiz motorlar NO_x emisyonlarını azaltmak için katalizöre ihtiyaç göstermeksizin, binlerce saat izin verilen emisyon değerlerinin altında çalışabilmektedir.

* Kısmi yük verimlilikleri ve çok modüllü konfigürasyon, gaz motorlu kojenerasyon sistemlerini en esnek CHP sistemi yapmaktadır. Kısmi yükte çalışma durumunda verimin önemli miktarda etkilenmemesi ve modüllerin gerektiğinde sırayla devreye girip çıkma imkânları, sistemin elektrik ve ısı talebinde gün içinde olagelen talep değişikliklerini ve EIO değişimlerini rahatça kompanse etmesine izin verir. Bu da gün bazında enerji maliyetlerinin minimize edilmesine yardımcı olur.

* Gaz motorunun kısa zamanda devreye alınıp, yine kısa zamanda devre dışı bırakılabilmesi, bir kolaylıştır. Aynı zamanda, gaz motoru, tesisin az devre elemanı içermesinden dolayı, diğer sistemlere göre daha kısa zaman sürelerinde tesis edilebilmesi ve tesis iç tüketimlerinin az olması da gaz motoruna yıllar boyu %98'in üzerinde bir emre amadelik oranı sağlar.

* Gaz motorları denilince, yakıt olarak ilk önce doğalgaz akla gelmekte fakat atık arıtma tesislerinden kanalizasyon gazı (Sewage gas), çöp depolama tesislerinden çöplük gazı (Landfill gas) ve benzer şekilde biyogaz, kok gazı vb. yakıtlar da kullanılabilir. Üstelik atıklardan elde edilen bu gaz türleri elektrik ve ısı üretmek için direkt olarak kullanılabilir. Bunların direkt olarak motorlarda yakılmasıyla, değerlendirilmeleri için önce yakıp buhar üretmek, bununla da bir buhar türbini çevirmek gibi ara işlemler gerekmemektedir.



Şekil 1.5 Gaz motorlu kojenerasyon sistemi prensip şeması

1.1.3 Kullanılan Yakıtlar

Kojenerasyon teknolojisi kaynakların yeniden üretilmesinden kazanılan biyogaz kullanımının ekolojik ve ekonomik bir cazip olasılığını sunar. 0.54 kWh/Nm³'lük bir ısı değerine sahip düşük metan sayılı kimyasal endüstriden elde edilen gazlardan, 34 kWh-Nm³'lük bir ısı değerine sahip bütana kadar birçok yakıt kullanmak olasıdır.

Bu yakıtların yanı sıra dizel türü ağır yakıtlar kullanılan motorlar, LPG ile çalışan sistemler de çeşitli kojenerasyon uygulamalarında kullanılmaktadır.

Isıl değerler incelendiğinde çöplüklerimizde, kanalizasyonlarımızda ve bu gibi atıklarımızda adeta enerji hazinelerinin yatmakta olduğunu görürüz. Bu atıkları kontrolsüzce çevreye atarak, sadece çevreyi kirletmekle kalmıyor, aynı zamanda enerji kaynaklarımızı da kullanamamış oluyoruz. Bunun için küçük bir hesap örneği (Koçak 1998) ;

2 kWh elektrik enerjisi ve 1.23 kWh ısı enerjisi için

- * 5-7 kg. bio-atık,
- * 5-15 kg. çöp,
- * 8-12 kg. ters-organik atık
- * 4-7 m³ şehir kanalizasyon suyu yeterli olmaktadır .

Gaz motorunda kullanılan bir yakıtın en önemli özelliklerinden biri de vuruş direncidir. Gazın vuruş direncini de "Metan Sayısı" belirler.

Benzin yakmalı motorlarda "Oktan Sayısının" vuruş kriteri ve sıkıştırma oranı ile ateşleme açısının buna göre belirlendiği bilinmektedir. Gaz yakıtlı otto motorlarında ise yakıtın uygunluğunu tespit etmek için hesaplanması gereken vuruş kriteri metan sayısıdır. Metan sayısının 100'e yakın veya üzerinde olması, sıkıştırma oranını yükseltme ve böylece mekanik verimi artırma olanağı sağlar. Bu koşulda, motor sıkıştırma oranını 12.5 : 1 seçmek ve gaz motoru için oldukça yüksek sayılabilecek olan %41'lik bir verime erişmek mümkündür .

1.1.4 Kapasite Aralıkları

Gaz motorlarında tek modül olarak kapasite 20 kW_{e1} ile 15 MW_{e1} arasında değişmektedir. Gaz türbininde ise 1 MW_{e1} ile 50 MW_{e1} arasında değişen model ve markalar mevcuttur. Sistem birleşik gaz buhar türbini olarak işletilirse 10 MW_{e1} - 100 MW_{e1} arası güçlerde sistemler tesis edilebilmektedir.

1.1.5 Toplam Verim

Daha önceki bölümde de anlatıldığı üzere toplam verim %30 ile %90 arasında değişmektedir.

Gaz türbinlerinde:

Yalnız elektrik üretimi : ~%30

Kombine çevrimle elektrik üretimi : ~%40-50

Bileşik güç ve ısı santrali : ~ %85

Gaz motoru:

Elektrik çevrim verimi : %40

Toplam sistem verimi : ~%85-91

1.1.6 Ekonomik Ömür

Kojenerasyon sistemlerinin ekonomik ömürleri 100.000 ila 150.000 saat mertebelerindedir. Bu da yaklaşık 12-20 yıla tekabül etmektedir.

1.1.7 Atık Isının Kullanım Çeşitleri

Isının geri kazanım türleri aşağıdaki başlıklar altında toplanabilir (Koçak,1998) :

- * Ortam ısıtma: Sıcak su, buhar, sıcak su
- * Kurutma prosesi: Sıcak su, buhar, sıcak hava veya gaz
- * Kazan besisi suyu ön ısıtma: Kızgın su
- * Yağ alma ve temizleme: Sıcak su
- * Proses buharı sağlama: Boru testi, çamaşırhane vs.
- * Kızgın buhar üretimi: Kombine çevrimli santral
- * Ergitme (plastik): Kızgın yağ üretme
- * Absorpsiyonlu soğutma makinesi: İklimlendirme Sistemi

Atık ısıdan soğutma amaçlı yararlanılmadıkça yaz aylarında sistem verimi çok düşecek, sadece elektrik üretir konuma gelinecektir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin pahalı, büyük ebatlı, işletmesi zor ve sık bakım gerektiren bir sistem olmasından dolayı bu sistemin kullanımı

henüz yaygınlaşmamıştır. Üstelik verdiğiniz 100 birim ısı enerjisinden ancak 60-65 birim soğutma enerjisi alabilirsiniz. Dolayısıyla elektriğe oranla verimsiz bir çözüm gibi gözükmesine rağmen (ki 100 birim elektrik enerjisinden, 150-200 birim soğutma enerjisi alabilirsiniz) absorpsiyonlu sistemde kullanılan ısının tamamen atık ısı olduğu düşünülürse sistemin verimliliği ortadadır. Yukarıda bahsedilen sorunların çözülmesi kojenerasyonun önünde yepyeni bir ufuk açacaktır.

Sıcak su ve buhar üreten sistemlerde ise atık ısının; gaz motorlarında yaklaşık %70'i sıcak suya, %30'u buhara; gaz türbinlerinde yaklaşık %45'i sıcak suya, %55'i buhara dönüştürülebilmektedir.

Bu atık ısının kojenerasyon sisteminden çekilme şekli daha önceki, gaz türbinli kojenerasyon tekniği ve gaz motorlu kojenerasyon tekniği kısımlarında açıklanmış ve prensip şemalarında gösterilmiş olduğu üzere;

Gaz motorlarında:

- * Gaz motorunun yağlama devresi,
- * Yanma sonucu oluşan egzost gazları ve şarj havası
- * Silindir bloğu soğutma suyu devresi,

Gaz türbinlerinde ise:

- * Türbin egzost çıkışına direkt olarak konulan bir ısı eşanjörü (atık ısı kazanı)

aracılığıyla.

1.1.8 Elektrik Isı Oranları

Elektrik ısı oranları, gaz motorlarında %80 civarındadır. Yani 100 kW elektrik enerjisi üreten bir gaz motoru, aynı zamanda ilave bir primer enerji (gaz-yakıt) kullanmaksızın 125 kW ısı enerjisi üretmektedir. Ya da daha basit bir biçimde, 90-70 °C sıcak suyla çalışan bir sistemde yaklaşık 22.500 kg/h debisinde sıcak su üretilir. 125 kW'lık bir ısı enerjisi de, İstanbul kış şartlarında orta büyüklükte 10-12 dairelik bir binanın ısıtmasını karşılayabilecek bir kapasitedir. Gaz türbinlerinde ise EIO, %40 civarındadır. Yani 1 MW'lık elektrik enerjisi üreten bir gaz türbini eş zamanlı olarak ilave bir primer enerji (gaz-yakıt) kullanmaksızın 2.5 MW ısı enerjisi (Sıcak su veya buhar) üretme kapasitesine de sahiptir. Daha fazla elektrik enerjisi üretebilmek için gaz türbini egzost çıkışına bir de buhar türbini ilave edilirse (Kombine çevrim ya da birleşik gaz-buhar türbini) EIO %67'ye çıkartılabilir. Son halde 1

MW elektrik enerjisi üreten bir kombine çevrimli gaz buhar türbini eş zamanlı olarak yaklaşık 1.50 MW ısı enerjisi üretecektir.

Görüldüğü gibi elektrik enerjisi ihtiyacının ısı enerjisi ihtiyacına göre izafen en fazla olduğu durumlarda gaz motorları kullanmak, bu oran azaldıkça da sırasıyla kombine çevrimli santral veya gaz türbini kullanmak daha ekonomik olacaktır.

EIO, sistem seçiminde önemli etkenlerden biri olduğu gibi daha başka etkenleri de gözönünde bulundurmaksızın tek kriter de değildir.

Fakat kojenerasyonu asıl verimli kılan; çalışma saatinin maksimuma çıkarılıp, elektrik ve atık ısının da sürekli kullanılmasını sağlamaktır. Bu yüzden elektrik ve ısı ihtiyaçları ile elektrik ısı oranı değiştikçe bu değişimi kompanse edebilecek sistemlere ihtiyaç vardır. Bu sistemlerin başlıcaları şunlardır:

* *Birden fazla modül kullanmak:* Kojenerasyon sistem seçiminde yıllık yük eğrisini belirlemek çok önemlidir. Bu eğriden yola çıkarak özellikle gaz motoru kullanılacak sistemlerde birden fazla modül kullanmak daha ekonomik olabilmektedir. Bunu daha kaba ve basit anlatacak olursak; gece - gündüz, yaz - kış, hafta sonu - hafta içi elektrik ve ısı kullanımlarında büyük farklar olmasıdır.

* *Isı akümülatörleri kullanmak:* Isı üretiminin ihtiyaçtan fazla olduğu durumlarda ısı akümülatörlerini doldurup, ihtiyacın üretimden fazla olduğu durumlarda ısıyı akümülatörlerden çekerek toplam verimin mümkün olduğunca düşmemesi sağlanır.

* *Şebekeyle senkronize çalışmak:* Elektrik üretiminin tüketimi karşılayamadığı durumlarda şebekeden elektrik çekerek, fazla üretim halinde de şebekeye elektrik satarak, sistemin tam yük ve maksimum verimde çalışması sağlanır. Fakat bu sistem Türkiye'de yasal zorluklar bulunması ve de şebeke elektriğinin çok düzensiz olması dolayısıyla fazla uygulanmamaktadır.

* *By-pass'lı kombine çevrim kullanmak:* Türbinli kojenerasyon sistemlerinde, atık ısı kazanından elde edilen buharı;

Elektrik ihtiyacı arttığında ikinci bir buhar türbininde kullanarak, üretilen toplam elektrik miktarı artırılabilir. Bu şekilde elektrik çevrim verimi %45 civarlarına çıkartılabilir.

Isı enerjisi ihtiyacı arttığında by-pass yolunu açarak buharın tamamen ısıtma amaçlı kullanımı sağlanabilir.

Isı ihtiyacının bazı pik durumlarında; türbin egzost çıkışına ilave yakıt enjekte edilerek bir art yanma (post-combustion) ile ısı üretimi arttırılabilir.

* Buhar türbini kullanıldığında da, türbinden ara buhar çekerek değişen elektrik ısı oranları kompanse edilebilir.

* Doğrudan by-pass bacası ve damper sistemi kullanarak, ısı gerekli olmadığına ısıyı dışarıya atmak. En verimsiz işletme şekli bu şekilde olur ki, tüm ısının atılması halinde %80 civarında olan toplam verim (Enerjiden Yararlanma Oranı) %30'lara düşer.

1.2 Sistem Seçimi

Kojenerasyon sistemleri, sistemin ekonomikliğı, teknik açıdan toplam sistem verimliliğı ve kullanıcının gereksinimleri dikkate alınarak, uygun bir şekilde seçilmelidir. Kojenerasyon oldukça büyük bir yatırım olduğu için, sistemin fizibilitesinin çok ayrıntılı olarak yapılması zorunluluğı vardır. Bu fizibilite sonuçları ucuzluk ve kaliteden bile daha önce gelebilmektedir. Hatta ve hatta bu sistemlerin kurulması kararı verilmeden önce danışman veya müşavir kişi ya da kuruluşlarla çalışılması yatırımcıların yararına olacaktır. Aksi halde kojenerasyon firmaları, yatırımcıları kendi ellerinde mevcut bulunan sistem ve kapasiteler doğrultusunda yönlendirirler. Örnek vermek gerekirse; firmanın elinde türbin mevcut, gaz motoru bulunmamaktaysa, yatırımcıyı türbin alma konusunda ikna etmeye çalışır. Bazı verileri dikkate almayarak ta, fizibilite çalışmasını sanki türbin daha ekonomik ve ilk yatırım tesis giderini daha kısa zamanda geri ödeyecekmiş gibi düzenleyebilir. Ya da elinde gerekli kapasitede motor yoktur; yatırımcıya daha küçük ya da daha büyük motorlar önererek gene fizibilite çalışmasını buna göre düzenleyebilir. Bütün bu sakıncalı durumlardan dolayı yatırımcıların, yatırım kararını vermeden önce (daha sonra da devam edebilir) danışman müşavir veya kontrolör kişi veya kuruluşlarla birlikte çalışması daha sağlıklı olacaktır. Yatırımcıya bir ön fikir vermek açısından, uygun sistem seçimi, aşağıdaki öngörü ve parametreler dikkate alınarak yapılır.(Koçak,1998)

1.2.1 Yakıt

Çeşitli sebeplerden dolayı, kojenerasyon sisteminde kullanılması düşünülen yakıt türü veya türlerine göre sistem seçilir. Bazı uygulamalarda birden fazla, örneğin iki yakıtlı veya üç yakıtlı sistemler kullanılmaktadır. Bazı tesislerde ise kojenerasyon sistemi doğrudan yakıttan yola çıkılarak seçilir. Çöplük gazı ve arıtma gazı ile çalışan sistemler buna örnek olarak verilebilir. Bu tesislerde primer, enerjinin işletme maliyeti sıfır olacağından, özellikle arıtma tesisi bulunan kuruluşlar için kojenerasyon sistemi çok cazip hale gelmektedir.

Türkiye için özellikle doğalgaz kullanılan yerlerde sistem çok ekonomik olmakta, ilk yatırım tesis giderini geri ödeme süresi 2 yıl, hatta daha da altına düşebilmektedir.

Kullanılmak istenen yakıt türü sayısı arttıkça seçilen sistem gaz türbinine doğru yönelmektedir. Gaz türbinlerinde ise, ağır sanayi tipleri, jet tipi türbinlere oranla daha fazla tür yakıt yakabilme özelliğine sahiptir .

Kojenerasyon uygulanacak sistemin termik ve mekanik güç ihtiyaçları seçim parametrelerinin önemlilerindedir. Özellikle yeni kurulacak tesislerde (henüz başka bir şekilde elektrik ve ısı yatırımı yapılmamış) bu ihtiyaçlar ve birbirleriyle oranları sistem seçimi için zorunlu ve temel faktördür.

Gaz türbini ile yapılan kojenerasyon sistemlerinde, elektrik ısı oranları, 0.40 - 0.50 civarındadır. Yani toplam enerji çıkışının 1/3'ü elektrik enerjisi, 2/3'ü ısı enerjidir. Gaz motorları ile yapılan uygulamalarda ise elektrik ısı oranları, 0.75 - 0.80 civarındadır. Yani toplam enerji çıkışının \approx %50'si de termik güç olarak geri kazanılabilir. Kojenerasyon sistemlerinin bu temel ayrımından dolayı, tüketim bölgesinin özelliğine göre (hangi oranda ısı ve elektrik ihtiyacı bulunduğu) seçim yapılır .

1.2.2 Yük Eğrisi

Tüketim bölgesinin ısı ve elektriki yük eğrilerine göre seçim yapılır. Eğer yük eğrisi, günün, haftanın, yılın çeşitli zamanlarında çok dengesiz oluyorsa, bu yük eğrisini, birden fazla aralığa bölerek, tüketimi birden fazla modül ile karşılarız. Örnek olarak, gün içinde 400 kW, gece ise 200 kW elektrik enerjisi ihtiyacı olan bir hastanenin elektrik tüketimini karşılamak üzere 200 kW'lık iki gaz motoru kullanmak çalışma rejiminin daha verimli olmasını sağlayacaktır.

1.2.3 Start Sayısı

Gaz motorlarının daha kolay devreye alınabilmesinden dolayı senelik start sayıları fazla olan işletmeler için gaz motoru kullanımı kaçınılmaz hale gelir.

1.2.4 Ortam Sıcaklığı

Gaz türbinlerinin çıkış güçleri ve ısı oranları, ortam sıcaklığına fazla duyarlılık gösterdiği için, gaz motorları, ortam sıcaklığına çok fazla duyarlı olmadığından, bazı uygulamalarda gaz motoru kullanımı zorunlu hale gelir.

1.2.5 Toplam Sistem Kapasitesi

Kojenerasyon sisteminde ihtiyaç duyulan güçler büyüdükçe, seçilen sistem, gaz türbinine doğru yönelmektedir. Genellikle uygulamada, 15-20 MW seviyesinin altında gaz motorları, üzerinde ise gaz türbinleri kullanılmaktadır. Aslında bu seçim elektrik-ısı kullanım oranına göre yapılır. Bir sistemde çok az ısı kullanıyorsanız, kombine çevrimli gaz türbini kurmak daha avantajlıdır. Elektrik fiyatı, bizim ülkemiz koşullarında daha pahalı olduğundan ve gaz motorlarında elektrik verimi daha yüksek olduğundan dolayı, gaz motoru seçmek daha ekonomik olmaktadır.

1.2.6 Elektriğin Kalitesi

Elektrikteki frekans ve gerilim hassasiyetinin yüksek olduğu işletmelerde bazen sistemin kârlılığın ya da şebeke elektriğinin sürekliliğine bakmaksızın, kojenerasyon yatırımı zorunlu hale gelir. Özellikle hassas elektronik cihazların bulunduğu tesislerde (tekstil, computer, vs.) frekans ve gerilim değerlerinin toleransı çok azdır. Tesiste bu türden sorunlar varsa, kojenerasyon bu kuruluş için kaçınılmaz olmakta, tolerans miktarı azaldıkça ise sistem seçimi gaz motorundan gaz türbinine doğru kayacaktır

2. TERMOEKONOMİK ANALİZ

Termoekonomi sistem tasarımcısına veya sistem operatörüne geleneksel enerji analizleri ve ekonomik değerlendirmeler ile temin edilemeyen ancak etkin bir sistemin tasarımı ve işletilmesi için yaşamsal öneme sahip bilgileri sağlayan ekserji analizi ile ekonomi ilkelerini birleştiren bir mühendislik dalıdır. Termoekonomiyi ekserji destekli maliyet minimizasyonu olarak düşünmek olanaklıdır.

Termoekonomik analizde termal sistemlerin detaylı termodinamik değerlendirmeleri yapılır. Bilhassa termodinamik sistemlerin ekserji yıkılımları ve ekserji kayıpları gibi yetersizliklerinin değerlendirilmesine yönelik teknikler geliştirilmelidir. Çünkü böylesi yetersizliklerin neden oldukları maliyetlerin bilinmesi gereksinimimiz vardır. Sistemin maliyet etkinliğinin iyileştirilmesi açısından yani sistem tarafından üretilmiş nihai ürünlerin maliyetlerini düşürmek açısından bu maliyetlere dair bilgiler çok yararlıdır.

Bunların yanı sıra, sistemin birden çok ürüne sahip olması durumunda her ürün için üretim maliyetlerini bilmek isteriz. Elektrik beslemesi, soğutulmuş su, basınçlı hava ve çeşitli basınç seviyelerinde basınçlı buharın üretildiği kimyasal fabrikalarda tek bir bölümde üretilmekte olup diğer bir bölüme satılmakta olduğu durumlarda bu çok karşılaşılan bir sorun olmaktadır. Tesis operatörü her bir yardımcı işletmenin gerçek üretim maliyetlerini bu yardımcı üretimin yapıldığı tesislerdeki maliyetlerini bilmek ister; sonradan bu maliyetler nihai bir ürünün yaratılmasında kullanılan her bir yardımcı işletme ürününün tipine ve kullanım miktarına göre son nihai ürünün maliyetlerine yüklenmektedir. Bir termal sistemin tasarımında bu tür maliyet dağıtımları süreçlerin ve operasyonların belirlenmesinde ve sistemin maliyet etkinliğini iyileştirebilecek teknik seçeneklerin tanımlanmasında yardım eder. (Bejan,1987)

Buna göre termoekonomik analizin amaçları şöyle olabilir :

- * Birden çok ürüne sahip olan bir sistemin yaratılmış her ürünün maliyetlerini hesaplamak,
- * Sistemdeki maliyet oluşturma sürecini ve maliyetlerin akışını anlamak,
- * Tek bir bileşendeki belirli değişkenleri optimize etmek
- * Sistemin tamamını optimize etmek.

Ekserji, çevresel parametrelerin referans olarak kabul edilmesi varsayımıyla, enerjinin belirli bir formundan elde edilen maksimum teorik iştir. Bu kavramın başlıca kullanımı, enerjinin kastedilen belirli bir formunun azalmasının muhasebesi (bilançosunun çıkartılması) ile yani

ekserji dengesinin sağlanmaya çalışılmasıyla gerçekleştirilmekte ve bu ekserji analizi olarak isimlendirilmektedir. Ekserji analizi, “bir sisteme geçen ısının tamamen işe dönüştürülmesinin olanaksız olduğunu” ifade eden termodinamiğin ikinci yasasına dayanır.

Sistemin basıncı, sıcaklığı, bileşimi, hızı ve yüksekliği çevreninkilerden farklı ise bu sistemden iş elde etme fırsatı söz konusu olur. Hal değişimi esnasında sistemin bu parametreleri çevreninkilere yaklaştıkça yani sistemin hali çevrenin haline yaklaştıkça bu fırsat azalır. Sistem ve çevresi birbirlerine nazaran durağan hale geldiklerinde aralarında bir denge oluşur. Sistemin bu haline ölü hal denir. Ölü halde sistem ve çevresi arasında mekanik, ısı ve kimyasal dengeler tesis edilmiş olur, sistemin sırasıyla basınç, sıcaklık, ve kimyasal potansiyelleri çevreninkilere eşit olur. Buna ek olarak çevrenin koordinatlarına nazaran sistem sıfır hıza ve yüksekliğe sahip olur. Bu koşullar altında, sistem ve çevresi arasında bir etkileşme ve değişim olasılığı kalmaz.

Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistem belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale (ölü hale) getirilirse elde edilir.

Ayrıca, bir sistem çevresinde referans olarak seçilen koordinatlara nazaran sıfır hızda ve sıfır yükseklikte iken bileşimi farklı olan çevresi ile sadece ısı ve mekanik denge koşullarında ise sistemin sınırlı ölü halde olduğu söylenir.

Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilme etkilerinin olmaması durumunda ekserji, fiziksel, kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserji bileşenlerinden oluşur. Bir sistemin makroskopik formda çevresine nazaran sahip olduğu kinetik ve potansiyel enerjileri, ilke olarak, sistemin çevresine nazaran durağan hale gelmesine kadar tamamen işe çevrilebilirler ve bu nedenle, bunlar kinetik ve potansiyel ekserjilere karşılık gelirler. Bir sistem çevresinde referans olarak seçilen koordinatlara nazaran durağan varsayılabiliriyorken, sistemin bir başlangıç halinden sınırlı ölü hale geçmesi esnasında elde edilen maksimum teorik yararlanılabilir iş fiziksel ekserji olarak adlandırılır. Bir sistem sınırlı ölü halden ölü hale yani tamamen denge durumuna geçerken elde edilen maksimum teorik iş ise kimyasal ekserji olarak adlandırılır. (Durmaz,2001)

Termoekonomik analizde kullanılacak olan bağıntılar aşağıdaki gibidir. Sistemin ölü haldeki özellikleri , (P_0, T_0, h_0, u_0, s_0) sıfır indisıyla gösterilir (Bejan,1987) ;

* Fiziksel (E^{PH}), kinetik (E^{KN}), potansiyel (E^{PT}) ve kimyasal ekserji (E^{CH}) bileşenlerinin toplamı ile sistemin toplam ekserji akısı :

$$E = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \quad (2.1)$$

Ekserji birim kütle için aşağıdaki gibi ifade edilir :

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CH} \quad (2.2)$$

* Bir akışın ekserjisi ($V_0 = 0, z_0 = 0$) :

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot ((h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) + \frac{1}{2} V^2 + g \cdot z + e^{CH}) \quad (2.3)$$

* Bir akışın fiziksel ekserjisi :

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot ((h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)) \quad (2.4)$$

* Sürekli akışlı açık sistemlerde ekserji dengesi :

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \cdot \dot{Q}_j - \dot{W}_{ev} + \sum_i \dot{m}_i \cdot e_i - \sum_e \dot{m}_e \cdot e_e - \dot{E}_k = 0 \quad \text{veya} \quad (2.5)$$

$$\sum_j \dot{E}_{qj} - \dot{E}_w + \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e - \dot{E}_k = 0 \quad (2.6)$$

\dot{E}_q = Isı geçişiyle olan ekserji geçişi

\dot{E}_w = İş etkileşimiyle olan ekserji geçişi

\dot{E}_k = Ekserji kaybı

* Gaz karışımlarının kimyasal ekserjisi :

$$\bar{e}^{CH} = \sum x_k \cdot \bar{e}_k^{CH} + \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum x_k \cdot \ln x_k \quad (2.7)$$

x_k = Mol oranı

R = Universal gaz sabiti

\bar{e}_k^{CH} = Gaz karışımı içerisinde bulunan karışanın molar kimyasal ekserjisi

*** Nemli havanın ekserjisi :**

$$e = T_0 \left[(c_{pa} + \tilde{w}.c_{pv}).\left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0}\right) \right] + R_a.T_0 \left[(1 + \tilde{w}).\ln \left(\frac{1 + \tilde{w}^o}{1 + \tilde{w}}\right) + \tilde{w}.\ln \frac{\tilde{w}}{\tilde{w}^o} \right] + R_a.T_0 \left[(1 + \tilde{w}) + \ln \frac{P}{P_0} \right] \quad (2.8)$$

$$\tilde{w} = \frac{w}{0,622} \quad (2.9)$$

*** Ekserji kaybı :**

Ekserji kaybını, ele alınan sistem bileşeninden başka bir sisteme transfer edilen ekserji akısı ile, bileşen içinde meydana gelen tersinmezlikler nedeniyle tüketilen ekserji akısının toplamı olarak ifade edebiliriz :

$$\dot{E}_k = \sum_j \dot{E}_{qj} - \dot{W}_{ev} + \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e \quad (2.10)$$

*** Eskalasyon ve faiz yükünün dahil edildiği sistem maliyetleri:**

$$I_k = I_d . (1+e)^t \quad (2.11)$$

$$C_k = I_k . \left[\frac{i.(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (2.12)$$

$$C_{m(t)} = C_{mo} . (1+e_m)^t \quad (2.13)$$

$$C_{f(t)} = C_{fo} . (1+e_f)^t \quad (2.14)$$

$$C_{e(t)} = C_{eo} . (1+e_e)^t \quad (2.15)$$

I_d = Sistemin ilk yatırım maliyeti

I_k = Eskalasyon yüklü ilk yatırım maliyeti

C_k = Sabit yıllık sermaye masrafı

C_m = İşletme ve bakım masrafı

C_f = Yakıt masrafı

C_e = Elektrik masrafı

i = Faiz oranı

r = Eskalasyon oranı

İnşaat peryodu süresince kullanılan malzeme,teçhizat ve işçilik fiyatlarındaki artışlar 'Eskalasyon' olarak adlandırılmaktadır. İnşaat peryodunda yapılan gerçek toplam harcama eskalasyon etkisiyle, inşaatın başlangıç tarihi için geçerli olan direkt inşaat bedelinden daha yüksek olacaktır. İşletme ve bakım, yakıt , elektrik maliyetleri de belirlenirken eskalasyon hesaba katılmaktadır (Aybers,1995).

*** Bir değere getirilmiş eşdeğer ve uniform yıllık maliyet :**

$$C = \frac{\sum_{t=0}^n C(t).(1+r)^{-t}}{\sum_{t=0}^n (1+r)^{-t}} \quad (2.16)$$

İnşaat başlangıcından, tesisin ömrünün sonuna kadar, farklı tarih ve miktarlarda masraflar söz konusudur. Eşitlik 3.16 kullanılarak yapılan maliyet hesaplama metoduna 'Bir Değere Getirilmiş Maliyet Metodu' adı verilir. Bu metod ile paranın zaman değeri dikkate alınmaktadır. (Aybers,1995)

*** Maliyet denge eşitlikleri :**

Çevresiyle ısı, iş veya madde alışverişinde bulunan sistemlerde yok edilen ekserji verim kaybına yol açar. Kaybolan birim ekserji akısının fiyatı \dot{C} , birim ekserji maliyeti ile ekserji akısının çarpımına eşittir. (Bejan,1987)

Sistemdeki herhangi bir bileşen için maliyet dengesi eşitlik 2.17 ile ifade edilebilir :

$$\sum_e \dot{C}_e + \dot{C}_w = \dot{C}_q + \sum_i \dot{C}_i + \dot{Z} \quad (2.17)$$

$$\dot{C} = c \cdot \dot{E} \quad (2.18)$$

$$\dot{Z} = \dot{C}_k + \dot{C}_m \quad (2.19)$$

\dot{C} = Ekserji akısının maliyeti

c = Birim ekserji maliyeti

\dot{Z} = Sistemin ilkyatırım, işletme ve bakım maliyetlerinin toplamı

*** Termoekonomik faktör :**

$$f = \frac{\dot{Z}}{\dot{Z} + c_f \cdot \dot{E}_k} \quad (2.20)$$

Yakıttan ürüne birim maliyetteki artışa neden olan toplam maliyet oranı Eşitlik 2.20'nin paydasında verilmektedir. Buna dayalı olarak termoekonomik faktör, ekserji ile ilgili olmayan maliyetin toplam maliyet artışına olan katkısına dair bir oranı ifade eder. Ana bir bileşen için hesaplanmış olan termoekonomik faktörün düşük bir değerde olması sistemin bütünündeki maliyet tasarruflarının bileşen verimliliğinin iyileştirilmesi (ekserji yıkılımlarını azaltarak) ile sağlanabileceğini (her ne kadar bu bileşen için sabit yatırımın artmasına rağmen) göstermektedir. Diğer taraftan, bu faktörün yüksek bir değerde olması bu bileşenin ekserjetik verimliliğinin pahasına bu bileşenin yatırım maliyetlerinde bir azalmaya işaret eder. Termoekonomik faktörün tipik (en çok karşılaşılan) değerleri bileşenin tipine bağlı olmaktadır. Örneğin; bu değer tipik olarak eşanjörler için %55'den az, kompresörler ve türbinler için %35-70 arasında ve pompalar için %70'in üzerindedir. (Bejan,1987)

3. KULUÇKAHANE İKLİMLENDİRMESİ

3.1 Kuluçka

Kuşlarda ve dolayısıyla tavuklarda, embriyonel gelişme tamamen vücut dışında gerçekleşir. Cıvciv ise, embriyonel gelişimini, oluşumu için gerekli bütün besin maddelerinin depolandığı yumurta içinde tamamlar. Ancak yumurtadan cıvciv çıkması, gurk tavuğun döllü yumurtalar üzerinde oturarak embriyonel gelişim için gerekli bazı çevre koşullarını sağlamasına bağlıdır. Ne var ki, doğal kuluçka artık tarihe karışmıştır. Çünkü, her defasında sadece 15-20 yumurtadan cıvciv çıkarma işlemi, artık ekonomik değildir.

Tavuklarda normal kuluçka dönemi 21 gündür. Çizelge 3.1'de bazı kanatlılar için kuluçka süreleri verilmiştir. (Erensayın 2001))

Çizelge 3.1 Bazı kanatlılarda kuluçka süresi (Gün)

Japon Bildircını	16-18
Tavuk	21
Ördek (Moskova)	35
Ördek (Pekin ve Mallard)	28
Kaz	28
Hindi	28

3.2 Yumurta Yumurtlandıktan Sonraki Embriyo Gelişimi

Yeni yumurtlamış bir yumurtada embriyo gelişimi, yumurta kuluçka makinesine konuncaya kadar bir uyku devresindedir. Embriyonik gelişmenin kuluçka makinasında ihtiyaç duyduğu optimum sıcaklık 37,5°C dir. Ancak 23,9°C'nin üzerindeki sıcaklıklarda da embriyo gelişebilecektir. Yumurtlama sonrasına embriyonik gelişmeyi tam olarak durdurmak için 15,6-18,3°C'ler arasında bir çevre sıcaklığı sağlanmalıdır. Bu amaçla kuluçkalık yumurtaların kuluçka makinesine konmadan önce muhafaza edildikleri odanın sıcaklığının bu optimum sınırlar içerisinde olmasına dikkat edilmelidir. Döllü yumurta 37,5 °C sıcaklıktaki kuluçkaya konduğunda embriyonik gelişme kaldığı yerden devam eder.

3.3 Kuluçkahaneler

Bugünkü endüstriyel tavukçuluğun en modern birimlerinden biri de kuluçkahanelerdir. Geçmişte tavuk üretimi gürk tavuk altına konan sınırlı sayıdaki yumurtadan elde edilen civcivlerle yapılmaktaydı. Doğal kuluçka yoluyla elde edilen kuluçka randımanı çok düşük olduğundan, geçen yüzyılın sonundan itibaren yapay kuluçkaya geçilmiş ve bu endüstri kolunun gelişmesiyle günümüzde kullanılan kuluçkahaneler, bir çıkışta 100000'lerce civcivin elde edildiği büyük kapasiteli işletmeler haline gelmişlerdir.

3.3.1 Kuluçka Kapasitesi

Kuluçka kapasitesi, ya yumurta sayısına, ya da belirli bir çıkış gücüne göre her seferinde beklenen civciv sayısına göre ifade edilir. Haftada iki çıkış yapılması esasına göre kuluçka kapasiteleri Çizelge 3.2'deki gibi düzenlenebilir. (Erensayın,2001)

Çizelge 3.2 Haftada iki çıkışa göre kuluçka kapasiteleri

İnkübatör ve Çıkış Kapasiteleri Toplamı	Her Partide Konabilecek Yumurta Sayısı		%80 Çıkış Gücüne Göre Her Partide Civciv Sayısı	
	Her Seferde	Haftada	Her Seferde	Haftada
100000	16666	33333	13333	26667
200000	33333	66667	26337	53333
400000	66667	133333	53333	106667
600000	100000	200000	80000	160000
800000	133333	266667	106667	213333
1000000	166667	333333	133333	266667

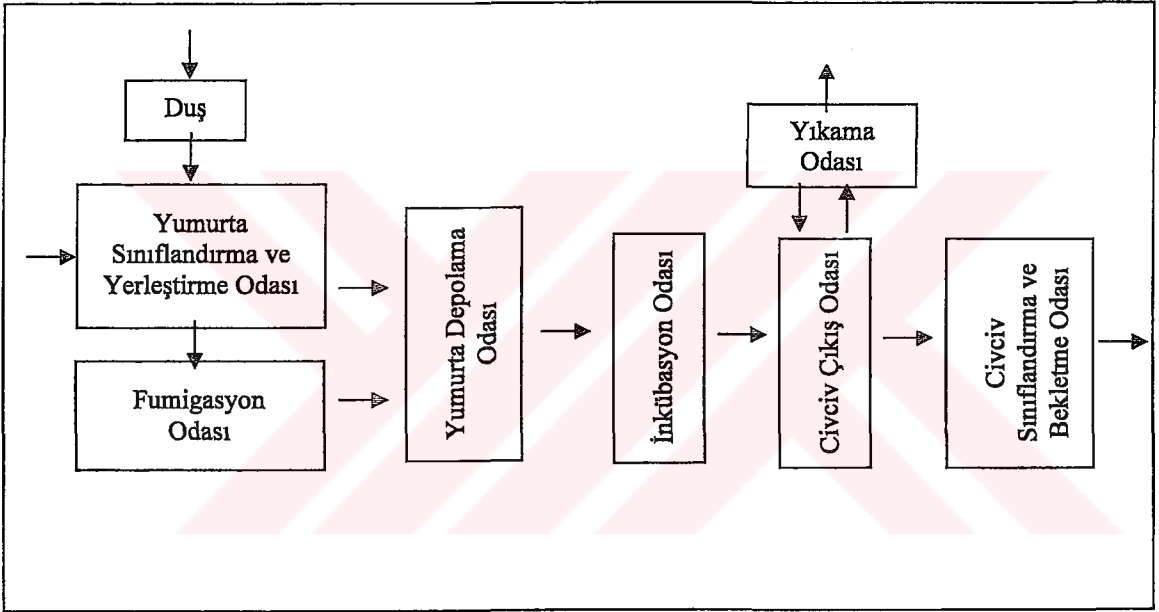
3. 3.2 Kuluçkahanein Yerleşim Planlaması

Kuluçkahane için uygun bir yer ve yerleşim çok önemlidir.

Bir kuluçkahane civarında kümes, bir yem fabrikası yada kesimhane ünitesi bulunuyorsa buralarda hava ile kuluçkahaneye ulaşabilecek küçük yem, toz ve tüy parçacıkları buluşmaya neden olurlar ve hastalık kontrol programları etkisiz hale gelebilir. Bu amaçlarla

kuluçkahaneler ile kümes ya da söz konusu diğer birimler arasında asgari 150 metrelik bir uzaklık bulunmalıdır. Hatta bu mesafe bile hastalık etkeni organizmaların kuluçkahaneye geçiş ve buluşmasını önlemeye yetmeyebilir. Bunun için kuluçkahaneye hastalık bulaşma riskini asgariye indirecek diğer önlemlerin de alınması gerekebilir. Örneğin, kuluçkahaneye giren havanın filtrasyonu, hava ile hastalık etkenlerin bulaşmasını minimize edebilir.

Kuluçkahaneler, bir uçtan kuluçkalık yumurta girişinin yapıldığı, diğer uçtan da civciv gönderilecek şekilde yapılmalıdır. İş gereği bu hat üzerinde geriye dönüş olmamalıdır. Bir kuluçkahaneye ait ana bölümler Şekil 3.1’de gösterilmiştir. (Erensayın,2001)



Şekil 3.1 Bir kuluçkahanede ana bölümler ve giriş çıkış hattı

3.3.3 Kuluçkahane Odalarında Olması Gereken Sıcaklık ve Rutubet Değerleri

Bir kuluçkahanenin odaları ve bunların özellikleri aşağıda incelenmiştir. (Erensayın,2001)

Fumigasyon Odası: Bakteri popülasyonunu azaltmak ve çoğalmasını önlemek için yumurtalar yumurtlandıktan hemen sonra, depolanmadan önce ve hatta mümkünse kümeslerde fumige edilmelidirler. Yumurtalar kuluçka makinasına konmadan hemen önce ya da kuluçka makinasında bir fumigasyon işlemi daha uygulanır. Yumurta kabul ve sınıflandırma odası ile yumurta depolama odası arasında bulunan bir odadır. Fumigasyondan amaç, gaz halinde açığa çıkan formaldehit gazının toksik etkisiyle patojen mikroorganizmaların öldürülmesidir. Formaldehit gazı, ticari olarak suda %40'lık eriyik halinde ve formalin ismiyle ya da %91 formaldehit kapsayan katı özellikteki paraformaldehit

halinde satılır. Formaldehitin bu iki formu da ısıtıldığında formaldehit gazı açığa çıkar. Formaldehit gazı çok zehirlidir. Fumigasyon işleminden sonra odanın havalandırılması, tavanda bulunan bir fan ve tabana yakın bir yükseklikte bulunan temiz hava giriş delikleriyle sağlanır.

Formaldehit gazının etkisi ısı ile arttırılabilir. Fumigasyon işleminden beklenen sonucun alınabilmesi için en az 24 °C oda sıcaklığının ve %75 nisbi rutubetin sağlanması gerekir. Ancak 21 °C ısı sağlandığı takdirde %61-79 nisbi rutubette de randıman düşmesi olmaksızın etkili bir fumigasyon yapılabileceğini bildiren kaynaklarda vardır.

Yumurta Kabul ve Sınıflandırma Odası: Yumurta kabul ve sınıflandırma odası, kuluçkalık yumurtaların kuluçkahaneye alındığı odadır. Yumurta depolama odası ayrı bir odadır. Yumurtalar, kabul odasından alınıp fumige edildikten sonra depolama odasına alınırlar.

Bu odada 18-20 °C sıcaklık ve %70-80 nisbi rutubet olması istenir.

Yumurta Depolama Odası: Yumurta depolaması ticari kuluçkalıkta kaçınılmaz bir durumdur. Normal kuluçkahane işletmelerinde depolama süresi genellikle kısa da olsa yumurtalar yumurtlandıktan hemen sonra kuluçkaya konmazlar. Küçük kuluçkahaneler haftada 1-2 kez, büyük kapasiteli kuluçkahaneler de haftada 4-6 kez kuluçkaya yumurta koyabilirler. Bugün çoğu kuluçkahaneler kuluçka sonuçlarını etkilemeksizin 5-6 günlük depolanmış yumurta ile çalışırlar. Yapılan bir çok araştırma, yumurtaların 7 günden daha uzun süre depolanmaları, depolama şartlarına bağlı olarak kuluçka randımanında ve civciv kalitesinde önemli düşmelerin meydana geldiğini göstermektedir.

En iyi çıkım oranı için, yumurta depolama süresi ile optimum sıcaklık ve nem arasında bir ilişki vardır. Genel bir kural olarak, yumurtalar ne kadar uzun depolanacaksa, depolama sıcaklığı o kadar düşük olmalıdır.

Sıcaklık: Yumurta depolama döneminin süresine göre ihtiyaç duyulan sıcaklık ihtiyacı da değişmektedir. Çizelge 3.3.'de depolama süresi ile depolama sıcaklığı arasındaki ilişki görülmektedir. Literatürlerde, embriyonik gelişmenin tam olarak durdurulabilmesi için yumurta bekletme odası sıcaklığının 18,3°C'de tutulması gerektiği bildirilmektedir. Kuluçkalık yumurtalar 14 günden daha az bekletilecekse 18,3°C'den daha düşük sıcaklık sağlanması kuluçka randımanını düşüreceği, 14 günden daha uzun süre ile bekletilecekse 10-12°C'de muhafaza etmenin iyi kuluçka sonuçlarını vereceği bildirilmektedir. Yumurta muhafaza odasında sıcaklık kapsamında dikkat edilecek diğer hususlar, güneş ışığı ve hava

cereyanından sakınması ve yumurtaların tam olarak çevre kontrollü şartlarda tutularak aşırı hava sıcaklıklarından korunulmasıdır. (Erensayın,2001)

Çizelge 3.3 1-3 ve 5-7 Gün süre ile depolanan yumurtalarda depolama sıcaklığı ve kuluçka randımanları

Depolama Sıcaklığı, °C	Kuluçka Randımanı		Farklılık
	Depolama Süresi		
	1-3 gün	5-7 gün	
15	73,4	76,2	2,8
20	76,3	75,0	1,3
25	74,9	72,6	2,3
30	77,1	36,3	40,8

Rutubet: Yumurta kabuğundaki gözenekler vasıtasıyla yumurta içindeki su buharlaşma yoluyla sürekli kaybolur. Yumurta bekletme odası için en uygun rutubet konusunda; yumurtaların bulunduğu kasa veya tablaların tipi ne olursa olsun havanın nisbi rutubetinin %75-80 olması gerektiği söylenebilir. Bu sınır, yumurtadan buharlaşmayı önleyeceği gibi yumurta kasalarında bozulma ve çürümeyi de önleyecektir. Tavsiye edilen rutubet miktarı Çizelge 3.4'te verilmiştir. Tabloda verilen değerlerde görülen değişim, araştırma sonuçları ve literatür bildirişlerinden ileri gelmektedir. (Erensayın,2001)

Çizelge 3.4 Kuluçkalık yumurtaların depolanmasında çevre şartları

Çevre Şartları	Depolama Süresi (Gün)			
	0-4	5-7	8-14	14 ve daha uzun
Nisbi rutubet %	75-80	80-85	80-88	85-88
Sıcaklık, °C	18-20	13-16	11-16	10-12

Yukarıda da anlatıldığı gibi, kuluçkalık yumurtaların soğutulması inkübasyon öncesi depolama süresine bağlı ise de 18,3-20 °C'lerde bulunması tavsiye edilmektedir. Ancak bu süre embriyonun canlılık ve gelişme kabiliyetinin korunması amacıyla yumurtaların 40,6°C'lik tavuğun vücut sıcaklığından 18,3°C'lik sıcaklığa düşürülmesi tedrici olmalıdır. Bu nedenle yumurtalar, uygulanacak depolama sıcaklığına maruz bırakılmadan önce 21-27°C'lerde 6-8 saat tutulmaları tavsiye edilmektedir. Yumurtaların muhafaza edildiği bu sıcaklık derecesi için uygun nisbi rutubet ise %75-80 kadardır.

Yumurtalar soğuk bir odadan (yumurta deposu) daha yüksek sıcaklıktaki bir odaya alındıklarında kabukların üzerinde ekseriya rutubet yoğunlaşması görülebilir. Bu durum, normal olarak havada bulunmakta olan bir çok mikroorganizmayı toplayabilir ve kabuktaki bakteri popülasyonunu arttırabilir.

Yumurtaların odadan odaya götürülmesinden yumurtaların üzerinde rutubet yoğunlaşması görülüyorsa bu hususta iki önlem vardır :

- * Yumurta bekletme odasındaki nisbi rutubet azaltılır. Bu güç olabilir veya uygulanması kolay olmayabilir.
- * Yumurtaların taşınacakları yeni odada sıcaklık yükseltilmelidir. Sıcaklık arttığında nisbi rutubet düşecek, böylece rutubet yoğunlaşması da azalacaktır.

İnkübasyon Odası: Gelişim makinalarının bulunduğu odadır. Tavuk yumurtasının kuluçka süresi 21 gündür. Yumurtalar ilk 18 gün gelişim makinalarında, son 3 gün ise, çıkış makinalarında tutulurlar. İnkübasyon odası için en uygun sıcaklık 25,5-26,5°C'dir ve nisbi rutubette %55-65 olmalıdır.

Yumurtalar gelişim makinalarına yerleştirilmeden önce, embriyonun sıcak şokuna uğramasından ve kabukta buharlaşma olmasından kaçınmak için yumurtalara ön ısıtma uygulanmalıdır. Ayrıca bazı kaynaklarda ön ısıtmanın kuluçka randımanını da %1-2 arttırdığı belirtilmektedir. İdeal ön ısıtma bu amaç için inşa edilmiş bir odada ve 23°C civarında yapılmalıdır. Ancak, birçok kuluçkahane yöneticisi yumurta arabalarını, inkübasyon odasına koyarlar. Çünkü ön ısıtma işlemi kuluçkahanede iş gücünü ve maliyeti arttırmaktadır. Ön ısıtma işlemi ve depolama süresi arasındaki ilişki Çizelge 3.5'te verilmiştir.

Çizelge 3.5 Kuluçkalık yumurtaların depolanma süresine göre uygulanacak ön ısıtma işlemi

Depolama Süresi	Ön Isıtma İşlemi
0-7 gün	23 °C'de 12 saat
8-14 gün	23 °C'de 18 saat

Yumurtaların ön ısıtmasında, etkili hava sirkülasyonu ve doğru oda sıcaklığının sağlanması gerekmektedir. Uygun olmayan ön ısıtma, ön ısıtmadan elde edilmek istenilen yararın aksine çıkım zamanındaki değişiklikleri arttırır.

Buharlaşıma olasılıklarını önlemek için, yüklemenden 2 saat önce sıcaklık 28 °C'ye yükseltilebilir.

Çıkış Odası: Çıkım makinalarının bulunduğu odadır. Yumurtalar gelişim makinalarına konduktan 18 gün sonra çıkım makinelerine transfer edilirler. Çıkış odası için en uygun sıcaklık 25,5-26,5°C'dir ve nisbi rutubette %55-65 olmalıdır.

Cinsiyet Ayırım Odası: Kuluçkadan çıkan civcivlerin artıklardan temizlendiği ve cinsiyet ayırımının yapıldığı odadır. Bu odada 24 °C sıcaklık istenir.

Kanat, Gaga ve Tırnak Kesim Odası: Kuluçkadan çıkan günlük civcivlerde uygulanabilen bu işlemler, civciv sınıflandırma ve bekletme odasında da yapılabilir. Ancak sağlık koruma önlemleri kapsamında bu odanın ayrı olmasında faydalar vardır. Bu odada istenen sıcaklık 24 °C ve istenen nisbi rutubet %50-60 kadardır.

Civciv Sınıflandırma ve Bekletme Odası: Bu odada civcivlerde ayıklama işlemi yapılır ve ticari değeri olmayan civcivler ayrılır. Ticari civcivler aşlanır, sayılarak civciv kutularına konur ve dağıtım için arabaya yükleninceye kadar bu odada bekletilirler. Civciv kalitesinin düşürülmemesi ve aşırı civciv ölümünden sakınılması için bu odada aşağıdaki hususlar önemlidir.

* Bu odada üşüme tehlikesini azaltmak için 24°C sıcaklık istenmektedir. Ayrıca aşırı derecede dehidrasyonu önlemek için bu odada %55-60'lık nisbi rutubetin sağlanması tavsiye edilmektedir. Böylece, civciv zayıfatı önlenir ve aşırı kuruma sonucu civcivlerde ağırlık kaybı da minimize edilebilir.

* Direkt güneş ışığından civcivler korunmalıdır.

* Cıvciv kutuları arasında yeterli boşluk bırakılarak cıvcivlerin yeterli ölçüde hava almaları sağlanmalıdır.

Yıkama Odası: Yumurta tablaları gibi kuluçkahane ekipmanlarının yıkanma ve dezenfeksiyonu için kullanılan bir odadır. Biri yıkama ve diğeri dezenfeksiyon olmak üzere iki bölümü olması tercih edilir. Bu odada istenen sıcaklık 24 °C'dir.

Kuluçkahane Artıkları Odası: Ölü cıvciv ve yumurta kabukları gibi kuluçkahane artıklarının geçici bir süre ile konulduğu bir odadır.

Kuluçkahanelerde Diğer Bölümler: Kuluçkahane binası daha planlanırken personel için bir büro ve kuluçkahane yönetici için de büro düşünülmelidir. Ayrıca bayan ve erkek elbise değişim odası, banyo, tuvalet bölümleri, elbise yıkama, temizlik ve dezenfeksiyon odası ve bir de depo odası bulunmalıdır.

3.3.4 Kuluçkahanelerde Havalandırma

Havalandırmanın kuluçkahane açısından önemi oldukça kritik olup, bu son zamanlarda anlaşılmaya başlanmıştır. Kuluçkahane projelendirmesinde, havalandırma ile ilgili istenen şartları sağlama bakımından masraftan kaçınılmamalıdır. Kuluçkahanelerde mekanik havalandırma sistemi kullanılır. Ancak her odanın sıcaklık, rutubet ve hava ihtiyaçları farklı olabildiğinden her oda için ayrı bir havalandırma düzeni kurulmalıdır. Ayrıca odalar arasında hava hareketlerinin de önlenmesi gerekir. Her oda ayrı bir birim olarak havalandırılmalı, kirli hava fanlarla doğrudan dışarıya verilmelidir. Taze hava girişleri mümkünse egzost havasının dışarıya verildiği yerden 6-7 metre uzakta olmalıdır.

Kuluçkahanelerde hava akımıyla, havadaki, personel elbiselerindeki ve ekipmanlar üzerindeki organizmaların çapraz buluşmasını önlemek için temiz ve kirli alanlar ayrılmalıdır. Genel olarak, kuluçkahanenin temiz kısımlarında (aşı odası, , yumurta odası, temiz oda gibi) pozitif basınç, kirli kısımlarında ise negatif bir basınç gereklidir. Yıkama odası gibi bazı hacimlerin ise, kirli veya temiz hacim kabul edilmeleri ile ilgili farklı düşünceler vardır. Tava ve arabaların yıkandığı oda da, yıkama sonucu açığa çıkan sıcak ve nemli havanın hemen dışarı atılması lazımdır. Çoğu kuluçkahanelerde yıkama odası, aynı zamanda, yıkanmış tava ve arabaları tutmak üzere, depo olarak ta kullanılmaktadır. Bu durumda bu kısmın temiz hacim sınıfında kabul edilerek pozitif basınç uygulanması lazımdır. Bu şu açıdan da çok önemlidir. Çoğunlukla yıkama odaları, cıvcivlerin sepetlerden dışarı alındığı odalara bitişiktirler. Eğer negatif basınçlı bir hava uygulanmışsa, bu odadan ki en kirli kısımlardan birisidir, yıkanıp

temizlenmiş tava, sepet ve arabaların bekletildiği yıkama odasına kirlenmiş hava geçmesi söz konusu olacaktır. (Mauldin,1995)

Pozitif havalandırmada, hava yumurtalarla aynı doğrultuda hareket etmeli ve asla geri dönmemelidir.Havalandırma sistemlerinin periyodik olarak temizliğe ihtiyacı vardır. Temizlenmesi zor çelik sistemler yerine polietilen boruların kullanılması daha uygundur.

Kuluçkahanelerde havalandırma planlanırken deniz seviyesinden yüksekliği hesaba katılmalıdır.Kuluçkahanenin deniz seviyesi yüksekliği fazla ise çıkım oranı azalmaktadır.Gerek tavuk, gerekse hindi yumurtaları 914 metrenin üstündeki yükseltilerde inkübasyona konulduklarında çıkış gücü gerilemektedir.2000 metreden sonra bu etki daha da büyümektedir. (The Cobb Breeding Company,1996)

Barometrik basınç rakım ile beraber düşer. Bununla beraber oksijenin kısmi basıncı ve nemi de düşer. Havalandırma için taze hava deniz seviyesindekinden daha soğuk ve kurudur. Rakıma bağlı çıkım problemlerinin sebepleri :

- * Havada oksijen varlığının azalması,
- * Yumurtaların nem kaybının artmasıdır.

Havanın içerisindeki oksijenin oranı daima %21'dir. Fakat oksijenin kısmi basıncı yüksek deniz seviyesinde aynı hacimdeki havaya göre düşüktür. Bu basıncın düşmesi, kan ve dokulardaki oksijen seviyesinin azalmasına neden olur. Oksijen basıncı, gelişim ve çıkım makinalarına oksijen enjeksiyonu yapılarak yükseltilebilir. Yüksek miktarda gazın kullanılmasından kaçınmak için inkübasyon havalandırma oranının düşürülmesine gerek vardır.

Kuluçkahanelerin havalandırmasında aşağıdaki hususlar üzerinde durulur.

- * Oksijen ihtiyacının karşılanması
- * Karbondioksitin atılması
- * Kuluçka makinalarından fazla ısının atılması: Kuluçka makinalarında fazla ısı yumurtalar tarafından üretilir. Bu ısı başlangıcında günde 0,4 gram kalori iken 21. günde 90 gram kalori olup ortalama günde 45 gram kalordir.
- * Kuluçka odaları ve kuluçka makinalarında uygun rutubetin ve ısının sağlanması

Odaların havalandırma ihtiyaçları, minimum oksijen ihtiyaçlarına bağlı olarak değişmektedir. Çizelge 1.6 dış hava sıcaklığına bağlı olarak kuluçkahane odalarında gerekli hava akım miktarını vermektedir. (Erensayın,2001)

Diğer bir kaynağa göre her 1000 yumurta için taze hava ihtiyacı gelişim makinalarında 0,14 m³/dakika, çıkım makinalarında 0,23-0,28 m³/dakika, civciv odasında ise 0,85 m³/dakika'dır. (The Cobb Breeding Company,1996)

Çizelge 3.6 Kuluçkahane odalarında dakikada hava akımı (m³)

Dış Hava Sıcaklığı °C	1.000 yumurta başına		1.000 yumurta başına	
	Yumurta Bekletme Odası	Kuluçka Odası Geliştirme Bölümü	Kuluçka Odası Çıkış Bölümü	Civciv Bekletme Odası
-12,2	0,06	0,20	0,43	0,86
4,4	0,06	0,23	0,48	1,4
21,1	0,06	0,28	0,57	1,42
37,8	0,06	0,6	0,71	1,70

Kuluçka odalarındaki havalandırmayı aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür :

Gelişmekte olan embriyo, sabit bir oksijen düzeyine, karbondioksit ve suyun atılmasına ihtiyaç duyar. Böylece, gelişen embriyoda metabolizma olayları sonucu oluşan karbondioksitin atılması ve embriyoya oksijen temini için kuluçka makinesinde sürekli bir hava değişiminin sağlanması gerekir. 57 gramlık bir yumurta için embriyonik gelişme sırasında 5 litre oksijene ihtiyaç duyulur ve bu dönemde 3 litre de karbondioksit atılır.

Embriyonik gelişme ilerledikçe oksijen ihtiyacı artar ve dışarıya daha fazla karbondioksit verilir.

Yapılan araştırmalar kuluçka makinesinde oksijen konsantrasyonunda her %1'lik düşüş için kuluçka randımanının %5 azaldığını göstermiştir. Aynı şekilde %21'in üzerindeki oksijen konsantrasyonu da kuluçka odasında %0,5 düzeyinde olması arzu edilir. Kuluçka makinesinde %0,5'lik karbondioksit konsantrasyonu da kabul edilir bir sınır olarak bildirilmektedir. Bu konsantrasyon %1'i aşarsa kuluçka randımanında önemli düşme başlar.

%2 oranında, embriyonun çok bir yaşama şansı vardır. %5 olması halinde, kuluçka randımanı sıfır olacaktır.

3.3.5 Kuluçka Odalarında Hava Filtrasyonu

Civciv tüyleri ve kuluçkahane artıklarından kaynaklanan bazı mikroorganizmalar, hava sirkülasyonu ile bütün kuluçkahaneye yayılabilir. Bu organizmaların bazıları, civcivler ana makinaları veya kümese yerleştirildikten sonra hastalık çıkışı, hastalıklı hayvan oranı ve ölüm yüzdesinin artmasına neden olan patojenik özellikte olabilir.

Kuluçka odasındaki havanın filtre edilmesiyle ortamdaki bakterilerin tamamına yakını atılabilmektedir. (Erensayın,2001)

3.3.6 Kuluçka Makinaları

Bir kuluçkahanede en önemli ekipman şüphesiz kuluçka makinalarıdır. Bu gün kullanılan kuluçka makinaları; masa, dolap ve oda tipi olmak üzere üç şekilde yapılır. Masa tipi kuluçka makinaları genellikle 50-500 yumurta kapasitelidir. Elektrikle çalışan ısıtma sistemleri sıcak bu yada sıcak haya dolaşımıdır. Dolap ve oda tipi kuluçka makinaları elektrikle çalışırlar. Otomatik ısı, rutubet ve çevirme sistemleri vardır. bilhassa yumurta alma kapasiteleri çok fazladır. Bugünün kuluçka makinaları için önemli özellikler aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- * Isı ve rutubete dayanıklı materyalden yapılılar.
- * Makinadaki hava sirkülasyonu, taze havanın alınması ve kirli havanın verilmesi tamamen otomatiktir.
- * İstenen sıcaklığı devam ettirecek şekilde otomatik sistem konmuştur.
- * İstenen nisbi rutubeti kontrol eden ve ayarlanabilir termostatlar yerleştirilmiştir.
- * Bazı kuluçka makinaları, karbondioksit miktarını da kaybeden cihazlara sahiptir.
- * Gelişme ve çıkış kuluçka dönemleri dikkate alınarak gelişim ve çıkış kuluçka makinaları yapılmıştır. Bu makinalar kuluçkahanelerde de kuluçka ve çıkış odalarında bulunurlar. Böyle bir ayırım patojenik organizmaların bulaşmasını önlemek için önemlidir.
- * Dış hava sıcaklığı yüksek olduğu dönemlerde kuluçka makinalarında ve kuluçka odasında serinletme yapmak gerekli olabilir. Bu amaçla optimum sıcaklığın devam ettirilmesi için makinalara serinletme ve havalandırma cihazları ilave edilmiştir.

* Kuluçka makinalarına, inkübatör içinde sağlanan çevre şartlarının kontrol eden ve bir arıza durumunda otomatik alarm sistemi ile ikaz eden sistemler ilave edilmiştir.

3.3.7 Kuluçka Makinalarında Sıcaklık ve Rutubet

Randımanlı kuluçkacılıkta sıcaklık kontrolü muhtemelen en kritik faktördür. Optimum inkübasyon sıcaklığı bütün yumurtalar için aynı değildir. Bu sıcaklık aşağıdaki faktörlerce etkilenir ve bunlara göre küçük oynamalar gösterir. Bunlar: yumurta büyüklüğü, kabuk kalitesi, genetik faktörler, kuluçkaya konan yumurtaların yaşı, depolama süresi, inkübasyon dönemindeki havanın rutubeti bu faktörler arasında sayabiliriz.

Optimum sıcaklık kuluçka makinalarına göre değişmekte ise de vantilasyonlu gelişim makinalarında 37,5-37,7 °C, çıkım makinalarında 36,1-37,2 °C'dir. (The Cobb Breeding Company,1996)

Kuluçka makinalarındaki havanın rutubet miktarı normal embriyonik gelişme ve kuluçka sonuçlarını etkileyen önemli bir faktördür. Nem ve sıcaklık arasındaki ilişki henüz pek net değildir. Optimum nem oranı %40-70 arasında oynayabilmektedir.

4. ÖRNEK BİR KULUÇKAHANE ISITMA-SOĞUTMA-HAVALANDIRMA PROJESİ

4.1 Bina Hakkında Bilgiler

Bina Kocaeli Kandıra'da olup, serbest konum ve ayrık nizamdadır.

Proje konusu olan bina, 81x48 m. boyutlarında, tek katlı bir binadır. Dış duvarlar, iç duvarlar ve çatı 1'er mm. metal levha arasına konmuş 5 cm. kalınlığında poliüretan köpükten oluşmaktadır.

Pencereler, PVC doğramalı olup, çift camlıdır.

4.2 Sistem Hakkında Bilgiler

Gelişim ve çıkış makinalarının bulunduğu odalar, civciv odası , yumurta odası ve fumigasyon odasının ısıtılması,soğutulması, havalandırılması klima santralleriyle yapılacaktır. Yumurta odası klima santrali karışım havalı, diğer mekanların klima santralleri %100 taze havalı olacaktır. Bu mahallerin dışındaki yerlerin ısıtılması radyatörlerle sağlanacaktır.

Her oda ayrı bir birim olarak havalandırılacak, kirli hava fanlarla doğrudan dışarı verilecektir. Havalandırma ve egzost düzeni alçak basınçlı kanallı olacaktır.

Isıtma tesisatı 90/70 °C sıcak sulu, soğutma tesisatı ise 7/12 °C soğuk sulu olarak kurulacaktır. Isıtma ve soğutma pompaları kapasitelerine göre ıslak veya kuru rotorlu in-line pompalar olacaktır.

Tüm borular ısı kayıplarına karşı izole edilecektir.

Soğutma ihtiyacını karşılayabilmek için hava soğutmalı chiller kullanılacaktır.

Yakıt olarak doğalgaz kullanılacaktır.

Klima santrali nemlendiricilerine su, kurulacak olan su arıtma tesisatında, arıtılıp yumuşatılarak gönderilecektir.

4.3 Hesaplarda Esas Alınan Değerler

Binanın bulunduğu yer : Kandıra/Kocaeli

Deniz seviyesinden yüksekliği : 77 m.

4.3.1 Dış Sıcaklıklar

Yaz için şartlar aşağıdaki gibidir :

KT : 36 °C

YT : 25 °C

ϕ : % 42

h : 18,4 kcal/kg

w : 15,5 gr/kg

ÇN : 20,8 °C

$t_{\text{gün.}} - t_{\text{gece}}$: 10,8 °C

Kış için şartlar aşağıdaki gibidir :

-3 °C , rüzgarlı bölge

4.3.2 İç Sıcaklıklar

Mahallerin yaz ve kış için iç şartları Çizelge 4.1.'de verilmiştir.

4.3.3 Kuluçkahanenin Isı Kayıp ve Isı Kazançları

Tüm binada bulunan mahallerin sıcaklıkları, ısı kayıpları ve ısı kazançları Çizelge 4.1'de özetlenmiştir.

Çizelge 4.1 Kuluçkahaneye ait oda sıcaklıkları, ısı kayıp ve kazançları

Oda No	Oda Adı	Oda Sıcaklığı °C	Oda Nemi %	Oda Isı Kaybı kcal/h	ODI kcal/h	OGI kcal/h	OTI kcal/h
101	Temiz Oda	22	-	25850	-	-	-
102	Yıkama Odası	22	-	11880	-	-	-
103	Cinsiyet A.Od.	24	-	14850	-	-	-
104	Civciv Odası	24	55	22633	15786	814	16600
105	Koridor	20	-	11110	-	-	-
106	İnkübasyon O.	26	60	52954	31324	701	32025

Oda No	Oda Adı	Oda Sıcaklığı °C	Oda Nemi %	Oda Isı Kaybı kcal/h	ODI kcal/h	OGI kcal/h	OTI kcal/h
107	Çıkış Odası 1	26	60	12681	11459	526	11985
108	Çıkış Odası 2	26	60	13188	12039	526	12565
109	Pers.Koridoru	20	-	5742	-	-	-
110	Koridor	20	-	7425	-	-	-
111	Fumigasyon O.	24	75	3218	2841	323	3164
112	Yumurta Deposu	15	75	-	-	-	-
113	Yumurta O.	20	75	18628	15277	709	15986
114	Personel Yemek	22	-	7480	-	-	-
115	Personel Dinlen.	22	-	7398	-	-	-
116	Lavabo	20	-	814	-	-	-
117	Bayan Soyunma	26	-	4510	-	-	-
118	Bay Soyunma	26	-	4510	-	-	-
119	Lavabo	20	-	814	-	-	-
120	Büro	22	-	2338	-	-	-
121	Laboratuar	22	-	2420	-	-	-
122	Depo	20	-	22816	-	-	-
123	Görevli Yatak O.	22	-	1045	-	-	-
123A	Görevli WC	22	-	385	-	-	-
124	Koridor	20	-	8580	-	-	-

4.3.4 Taze Hava İhtiyaçları

Civciv Odası : Her 10.000 adet civciv için 510 m³/h taze hava düşünülmüştür. Bu odada max. 150.000 adet civciv bulunmaktadır. Dolayısıyla toplam taze hava miktarı :

$$Vd = 510 \cdot 15 = 7650 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

İnkübasyon Odası : Bu odada bulunan her bir makine için 640 m³/h taze hava düşünülmüştür. 24 adet inkübasyon makinası bulunmaktadır.

$$Vd = 24 \cdot 640 = 15360 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Çıkış Odaları : Bu odalarda bulunan her bir makine için 640 m³/h taze hava düşünülmüştür. Her bir odada 12 adet makine bulunmaktadır.

$$Vd = 12 \cdot 640 = 7680 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Yumurta Odası : Her 10.000 adet yumurta için yaklaşık 36 m³/h taze hava düşünülmüştür. Bu kuluçkahaneye ait yumurta odasında max. 400.000 adet yumurta bulunmaktadır.

$$Vd = 40 \cdot 36 = 1440 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Fumigasyon Odası : Bu oda için saatte 15 değişim düşünülmüştür. Oda hacmi 190 m³'tür. Buna göre taze hava miktarı :

$$Vd = 190 \cdot 15 = 2850 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

4.3.5 Havanın Filtrelenmesi

Civciv tüyleri ve kuluçkahane artıklarından kaynaklanan bazı mikroorganizmalar, hava sirkülasyonu ile bütün kuluçkahaneye yayılabilir. Bunun için kuluçkahaneye hastalık bulaşma riskini asgariye indirecek önlemlerin alınması gerekir. Bu önlemlerin başında , kuluçkahaneye alınan taze havanın ve atılan egzost havasının filtre edilmesi gerekir. Kuluçkahaneye giren ve çıkan havanın filtre edilmesiyle ortamdaki bakterilerin tamamına yakını atılabilmektedir.

Bu projede bulunan tüm klima santrallerinde toz lekeli verimi %85-90 olan EU-7 sınıfı filtreler kullanılacaktır. Bu filtrelerin çabuk tıkanmasını önlemek için EU-3 sınıfı ön filtreler uygulanacaktır.

Yıkama ve çıkım odasında kullanılan kanal tipi egzost fanları dışındaki tüm egzost aspiratörlerinde de EU-3 sınıfı kaba filtreler kullanılacaktır.

4.3.6 Cihazların Belirlenmesi

4.3.6.1 Klima Santralleri ve Egzost Aspiratörlerinin Seçimi

Yaz Kliması Hesapları

$$DIO = \frac{ODI}{OTI} \quad (4.1)$$

ODI (Oda Duyulur Isısı)..... kcal/h

OTI (Oda Toplam Isısı)..... kcal/h

DIO (Duyulur Isı Oranı)

$$ODI = \gamma \cdot c_p \cdot V_{top} \cdot \Delta t_m \quad (4.2)$$

V_{top} (Vantilatör debisi) m³/h

γ (Havanın yoğunluğu)..... kg/m³

c_p (Havanın özgül ısısı) kcal/kg°C

Yaz kliması hesaplarında $\gamma \cdot c_p = 0,29$ kcal/m³°C olarak alınabilir.

$$\Delta t_m = t_{oda} - t_{üf} \quad (4.3)$$

Δt_m (Oda sıcaklığı ile menfezden üflenen hava sıcaklığı arasındaki fark)....°C

t_{ofa} (Oda sıcaklığı) °C

$t_{üf}$ (Menfez üfleme sıcaklığı)..... °C

$$t_{\phi} = t_{üf} - \text{hava kanalındaki sıcaklık artışı} \quad (4.4)$$

t_{ϕ} = Havanın serpantin çıkışındaki sıcaklığı

$$Q_c = \gamma \cdot V_{top} \cdot (h_g - h_{\phi}) \quad (4.5)$$

Q_c (Soğutucu batarya kapasitesi) kcal/h

h_g (Havanın serpantin girişindeki entalpisi) kcal/kg

h_{ϕ} (Havanın serpantin çıkışındaki entalpisi) kcal/kg

γ (Havanın yoğunluğu) kg/m³

$\gamma = 1,2$ kg/m³ olarak alınabilir.

Kış Kliması Hesapları

$$\text{Oda ısı kaybı} = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot \Delta t_m \quad (4.6)$$

V_{top} (Vantilatör debisi) m³/h

γ (Havanın yoğunluğu)..... kg/m³

c_p (Havanın özgül ısısı) kcal/kg°C

Kış kliması hesaplarında $\gamma \cdot c_p = 0,31 \text{ kcal/m}^3\text{°C}$ olarak alınabilir.

$$\Delta t_m = t_{\text{üf}} - t_{\text{oda}} \quad (4.7)$$

Δt_m (Oda sıcaklığı ile menfezden üflenen hava sıcaklığı arasındaki fark)....°C

t_{oda} (Oda sıcaklığı) °C

$t_{\text{üf}}$ (Menfez üfleme sıcaklığı)..... °C

$$t_{\text{ç}} = t_{\text{üf}} + \text{hava kanalındaki sıcaklık düşüşü} \quad (4.8)$$

$t_{\text{ç}}$ = Havanın serpantin çıkışındaki sıcaklığı

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot (t_{\text{ç}} - t_g) \quad (4.9)$$

Q_h (Isıtıcı batarya kapasitesi) kcal/h

V_{top} (Vantilatör debisi) m³/h

$t_{\text{ç}}$ (Havanın serpantin çıkışındaki sıcaklığı) °C

t_g (Havanın serpantin girişindeki sıcaklığı) °C

$$M_{\text{su}} = \gamma \cdot V_{\text{top}} \cdot (w_{\text{ç}} - w_g) \quad (4.10)$$

M_{su} (Nemlendirici kapasitesi)..... kg/h

$w_{\text{ç}}$ (Havanın nemlendirici çıkışındaki özgül nemi).....kgSB/kgKH

w_g (Havanın nemlendirici girişindeki özgül nemi).....kgSB/kgKH

γ (Havanın yoğunluğu) kg/m³

$\gamma = 1,2 \text{ kg/m}^3$ olarak alınabilir.

Civciv Odası : AHU-1, EA-1

Bu mahalde yaz-kış kliması mevcuttur. %100 taze havalı olacaktır.Oda nötr tutulacaktır.

Nemlendiriciden çıkan havanın nemi %90,

Hava kanallarındaki sıcaklık değişimi ise yaklaşık 1°C olarak kabul edilmiştir.

Vantilatör debisi :

$$DIO = \frac{ODI}{OTI}$$

$$DIO = \frac{15786}{16600} = 0,95$$

$\Delta t_m = 7$ °C kabul edildi.

$$\Delta t_m = t_{oda} - t_{uf}$$

$$7 = 24 - t_{uf}$$

$$t_{uf} = 17$$
 °C

$t_{\phi} = t_{uf} -$ hava kanalındaki sıcaklık artışı

$$t_{\phi} = 17 - 1 = 16$$
 °C

$$ODI = \Delta t_m \cdot \gamma \cdot c_p \cdot V_{top}$$

$$15786 = 7 \cdot 0,29 \cdot V_{top}$$

$$V_{top} = 7780$$
 m³/h

Bu odanın taze hava ihtiyacı 7650 m³/h olarak önceden belirlenmişti. Buna göre;

Vantilatör debisi : 7800 m³/h (%100 taze hava)

Cihaz dışı statik basınç $H_{stdış} = 260$ Pa

Soğutucu batarya kapasitesi :

$$Q_c = \gamma \cdot V_{top} \cdot (h_h - h_{\phi})$$

$h_g = 18,4$ kcal/kg (Psikrometrik diyagramdan)

$h_{\phi} = 9,8$ kcal/kg (Psikrometrik diyagramdan)

$$Q_c = 1,2 \cdot 7800 \cdot (18,4 - 9,8)$$

$$Q_c = 80496 \text{ kcal/h}$$

Ön ısıtıcı batarya kapasitesi :

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot (t_{\phi} - t_g)$$

$$t_{\phi} = 33,7 \text{ (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$t_g = -3 \text{ (Dış hava sıcaklığı)}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 7800 \cdot (33,7+3)$$

$$Q_h = 88740 \text{ kcal/h}$$

Nemlendirici kapasitesi :

$$m_{\text{su}} = \gamma \cdot V_{\text{top}} \cdot (w_{\phi} - w_g)$$

$$w_{\phi} = 0,0103 \text{ kgSB/kgKH (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$w_g = 0,003 \text{ kgSB/kgKH (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$m_{\text{su}} = 1,2 \cdot 7800 \cdot (0,0103 - 0,003)$$

$$m_{\text{su}} = 68,4 \text{ kg/h}$$

Son ısıtıcı batarya kapasitesi :

$$\text{Oda ısı kaybı} = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot \Delta t_m$$

$$22.633 = 0,31 \cdot 7800 \cdot \Delta t_m$$

$$\Delta t_m = 9,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_m = t_{\text{uf}} - t_{\text{oda}}$$

$$9,4 = t_{\text{uf}} - 24$$

$$t_{\text{uf}} = 33,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\phi} = t_{\text{uf}} + \text{hava kanalındaki sıcaklık düşüşü}$$

$$t_{\phi} = 33,4 + 1 = 34,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot (t_{\phi} - t_g)$$

$t_g = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ (Psikrometrik diyagramdan)

$$Q_h = 0,31 \cdot 7800 \cdot (34,4 - 16)$$

$$Q_h = 44491 \text{ kcal/h}$$

Bu oda nötr tutulacaktır. Dolayısıyla burası için düşünülen egzost aspiratörü (EA1) debisi $7800 \text{ m}^3/\text{h}$ olacaktır. Cihaz dışı statik basıncı $H_{\text{stdış}} = 180 \text{ Pa}$ 'dır.

İnkübasyon Odası : AHU-2/3, EA-2/3

Bu mahalde yaz-kış kliması mevcuttur. %100 taze havalı olacaktır. Oda nötr tutulacaktır.

Nemlendiriciden çıkan havanın nemi %90,

Hava kanallarındaki sıcaklık değişimi ise yaklaşık $1 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak kabul edilmiştir.

Vantilatör debisi :

$$DIO = \frac{31324}{32025} = 0,98$$

$\Delta t_m = 6,5 \text{ }^\circ\text{C}$ kabul edildi.

$$\Delta t_m = t_{\text{oda}} - t_{\text{uf}}$$

$$6,5 = 26 - t_{\text{uf}}$$

$$t_{\text{uf}} = 19,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$t_\varphi = t_{\text{uf}} - \text{hava kanalındaki sıcaklık artışı}$

$$t_\varphi = 19,5 - 1 = 18,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$ODI = \Delta t_m \cdot \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}}$$

$$31324 = 6,5 \cdot 0,29 \cdot V_{\text{top}}$$

$$V_{\text{top}} = 16620 \text{ m}^3/\text{h}$$

Bu odanın taze hava ihtiyacı $15400 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak önceden belirlenmişti. Buna göre;

Vantilatör debisi : $16620 \text{ m}^3/\text{h}$ (%100 taze hava)

Kuluçkahanenin her zaman tam kapasitede çalışmayacağı düşünülerek, kuluçka makinalarının bulunduğu bu oda için hava debileri toplamı 16620 m³/h olan iki adet klima santrali kullanılacaktır. Yani vantilatör debisi :

$$V_{top} = 16620/2 = 8310 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olarak hesaplanmış, fakat yaklaşık olarak vantilatör debisi}$$

$$V_{top} = 8300 \text{ m}^3/\text{h} \text{ olarak belirlenmiştir.}$$

$$\text{AHU-2 için cihaz dışı statik basınç } H_{stdış} = 220 \text{ Pa}$$

$$\text{AHU-3 için cihaz dışı statik basınç } H_{stdış} = 220 \text{ Pa}$$

Soğutucu batarya kapasitesi :

$$Q_c = \gamma \cdot V_{top} \cdot (h_g - h_ç)$$

$$h_g = 18,4 \text{ kcal/kg (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$h_ç = 11,9 \text{ kcal/kg (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$Q_c = 1,2 \cdot 8300 \cdot (18,4 - 11,9)$$

$$Q_c = 64740 \text{ kcal/h}$$

Isı Geri Kazanım Bataryası :

İnkübasyon makinalarından egzost edilen havanın sıcaklığı 37,5 °C'dir. Egzost aspiratörüne ve klima santraline konan bataryalarla ısı geri kazanımı uygulaması söz konusudur. Verim %55'tir.

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{top} \cdot t_e \cdot \text{Verim}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 8300 \cdot 37,5 \cdot 0,55$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 8300 \cdot 37,5 \cdot 0,55$$

$$Q_h = 53068 \text{ kcal/h}$$

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{top} \cdot (t_ç - t_g)$$

$$53.068 = 0,31 \cdot V_{top} \cdot (t_ç - (-3))$$

$$t_ç = 17,6 \text{ °C}$$

Ön ısıtıcı batarya kapasitesi :

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{top} \cdot (t_{\varphi} - t_g)$$

$$t_{\varphi} = 43 \text{ (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$t_g = 17,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 8300 \cdot (43-17,6)$$

$$Q_h = 65354 \text{ kcal/h}$$

Nemlendirici kapasitesi :

$$m_{su} = \gamma \cdot V_{top} \cdot (w_{\varphi} - w_g)$$

$$w_{\varphi} = 0,0128 \text{ kgSB/kgKH (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$w_g = 0,003 \text{ kgSB/kgKH (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$m_{su} = 1,2 \cdot 8300 \cdot (0,0128 - 0,003)$$

$$m_{su} = 97,7 \text{ kg/h}$$

Son ısıtıcı batarya kapasitesi :

$$\text{Oda ısı kaybı} = \gamma \cdot c_p \cdot V_{top} \cdot \Delta t_m$$

$$26.477 = 0,31 \cdot 8300 \cdot \Delta t_m$$

$$\Delta t_m = 10,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_m = t_{uf} - t_{oda}$$

$$10,3 = t_{uf} - 26$$

$$t_{uf} = 36,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\varphi} = t_{uf} + \text{hava kanalındaki sıcaklık düşüşü}$$

$$t_{\varphi} = 36,3 + 1 = 37,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{top} \cdot (t_{\varphi} - t_g)$$

$$t_g = 19,3 \text{ }^{\circ}\text{C (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 8300 \cdot (37,3 - 19,3)$$

$$Q_h = 46314 \text{ kcal/h}$$

Bu oda nötr tutulacaktır. Bu yüzden burası için düşünülen egzost aspiratörlerine (EA2/3) ait debiler 8300 m³/h olacaktır. Cihaz dışı statik basıncı EA-2 için $H_{stdış} = 190 \text{ Pa}$ 'dır.

EA-3 için $H_{stdış} = 220 \text{ Pa}$ 'dır.

Cıkış Odası 1 : AHU-4, EA-4

Bu mahalde yaz-kış kliması mevcuttur. %100 taze havalı olacaktır. Oda nötr tutulacaktır.

Nemlendiriciden çıkan havanın nemi %90,

Hava kanallarındaki sıcaklık değişimi ise yaklaşık 1°C olarak kabul edilmiştir.

Vantilatör debisi :

$$DIO = \frac{11459}{11985} = 0,96$$

$\Delta t_m = 5 \text{ °C}$ kabul edildi.

$$\Delta t_m = t_{oda} - t_{uf}$$

$$5 = 26 - t_{uf}$$

$$t_{uf} = 21 \text{ °C}$$

$t_{\phi} = t_{uf}$ -- hava kanalındaki sıcaklık artışı

$$t_{\phi} = 21 - 1 = 20 \text{ °C}$$

$$ODI = \Delta t_m \cdot \gamma \cdot c_p \cdot V_{top}$$

$$11459 = 5 \cdot 0,29 \cdot V_{top}$$

$$V_{top} = 7900 \text{ m}^3/\text{h}$$

Bu odanın taze hava ihtiyacı 7680 m³/h olarak önceden belirlenmişti. Buna göre;

Vantilatör debisi : 7900 m³/h (%100 taze hava)

Cihaz dışı statik basınç $H_{stdış} = 210 \text{ Pa}$

Soğutucu batarya kapasitesi :

$$Q_c = \gamma \cdot V_{top} \cdot (h_g - h_{\phi})$$

$$h_g = 18,4 \text{ kcal/kg (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$h_{\phi} = 12,3 \text{ kcal/kg (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$Q_c = 1,2 \cdot 7900 \cdot (18,4 - 12,3)$$

$$Q_c = 57828 \text{ kcal/h}$$

Isı Geri Kazanım Bataryası :

Çıkış makinalarından egzost edilen havanın sıcaklığı 37,5 °C'dir. Egzost aspiratörüne ve klima santraline konan bataryalarla ısı geri kazanımı uygulaması söz konusudur. Verim %55'tir.

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot t_e \cdot \text{Verim}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 7900 \cdot 37,5 \cdot 0,55$$

$$Q_h = 50510 \text{ kcal/h}$$

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot (t_{\phi} - t_g)$$

$$50510 = 0,31 \cdot 7900 \cdot (t_{\phi} - (-3))$$

$$t_{\phi} = 17,6 \text{ °C}$$

Ön ısıtıcı batarya kapasitesi :

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot (t_{\phi} - t_g)$$

$$t_{\phi} = 43 \text{ (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$t_g = 17,6 \text{ °C}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 7900 \cdot (43 - 17,6)$$

$$Q_h = 62205 \text{ kcal/h}$$

Nemlendirici kapasitesi :

$$m_{su} = \gamma \cdot V_{\text{top}} \cdot (w_{\phi} - w_g)$$

$$w_{\phi} = 0,0128 \text{ kgSB/kgKH (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$w_g = 0,003 \text{ kgSB/kgKH (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$m_{su} = 1,2 \cdot 7900 \cdot (0,0128 - 0,003)$$

$$m_{su} = 92,9 \text{ kg/h}$$

Son ısıtıcı batarya kapasitesi :

$$\text{Oda ısı kaybı} = \gamma \cdot c_p \cdot V_{top} \cdot \Delta t_m$$

$$12.681 = 0,31 \cdot 7900 \cdot \Delta t_m$$

$$\Delta t_m = 5,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = t_{uf} - t_{oda}$$

$$5,2 = t_{uf} - 26$$

$$t_{uf} = 31,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_\varphi = t_{uf} + \text{hava kanalındaki sıcaklık düşüşü}$$

$$t_\varphi = 31,2 + 1 = 32,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{top} \cdot (t_\varphi - t_g)$$

$$t_g = 19,3 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 7900 \cdot (31,2 - 19,3)$$

$$Q_h = 31592 \text{ kcal/h}$$

Bu oda nötr tutulacaktır. Dolayısıyla burası için düşünülen egzost aspiratörü (EA4) debisi 7900 m³/h olacaktır. Cihaz dışı statik basıncı $H_{stdış} = 250 \text{ Pa}$ 'dır.

Çıkış Odası 2 : AHU-5, EA-5

Bu mahalde yaz-kış kliması mevcuttur. %100 taze havalı olacaktır. Oda nötr tutulacaktır.

Nemlendiriciden çıkan havanın nemi %90,

Hava kanallarındaki sıcaklık değişimi ise yaklaşık 1°C olarak kabul edilmiştir.

Vantilatör debisi :

$$DIO = \frac{12039}{12565} = 0,96$$

$$\Delta t_m = 5,3 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ kabul edildi.}$$

$$\Delta t_m = t_{oda} - t_{uf}$$

$$5,3 = 26 - t_{uf}$$

$$t_{uf} = 20,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$t_{\zeta} = t_{uf}$ – hava kanalındaki sıcaklık artışı

$$t_{\zeta} = 20,7 - 1 = 19,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$ODI = \Delta t_m \cdot \gamma \cdot c_p \cdot V_{top}$$

$$12039 = 5,3 \cdot 0,29 \cdot V_{top}$$

$$V_{top} = 7900 \text{ m}^3/\text{h}$$

Bu odanın taze hava ihtiyacı $7680 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak önceden belirlenmişti. Buna göre;

Vantilatör debisi : $7900 \text{ m}^3/\text{h}$ (%100 taze hava)

Cihaz dışı statik basınç $H_{stdış} = 250 \text{ Pa}$

Soğutucu batarya kapasitesi :

$$Q_c = \gamma \cdot V_{top} \cdot (h_g - h_{\zeta})$$

$h_g = 18,4 \text{ kcal/kg}$ (Psikrometrik diyagramdan)

$h_{\zeta} = 12,1 \text{ kcal/kg}$ (Psikrometrik diyagramdan)

$$Q_c = 1,2 \cdot 7900 \cdot (18,4 - 12,1)$$

$$Q_c = 59724 \text{ kcal/h}$$

Isı Geri Kazanım Bataryası : Çıkış makinalarından egzost edilen havanın sıcaklığı $37,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ 'dir. Egzost aspiratörüne ve klima santraline konan bataryalarla ısı geri kazanımı uygulaması söz konusudur. Verim %55'tir.

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{top} \cdot t_e \cdot \text{Verim}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 7900 \cdot 37,5 \cdot 0,55$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 8300 \cdot 37,5 \cdot 0,55$$

$$Q_h = 50510 \text{ kcal/h}$$

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{top} \cdot (t_{\zeta} - t_g)$$

$$50510 = 0,31 \cdot 7900 \cdot (t_{\zeta} - (-3))$$

$$t_{\phi} = 17,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ön ısıtıcı batarya kapasitesi :

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot (t_{\phi} - t_g)$$

$$t_{\phi} = 43 \text{ (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$t_g = 17,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 7900 \cdot (43-17,6)$$

$$Q_h = 62205 \text{ kcal/h}$$

Nemlendirici kapasitesi :

$$m_{\text{su}} = \gamma \cdot V_{\text{top}} \cdot (w_{\phi} - w_g)$$

$$w_{\phi} = 0,0128 \text{ kgSB/kgKH (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$w_g = 0,003 \text{ kgSB/kgKH (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$m_{\text{su}} = 1,2 \cdot 7900 \cdot (0,0128 - 0,003)$$

$$m_{\text{su}} = 92,9 \text{ kg/h}$$

Son ısıtıcı batarya kapasitesi :

$$\text{Oda ısı kaybı} = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot \Delta t_m$$

$$13188 = 0,31 \cdot 7900 \cdot \Delta t_m$$

$$\Delta t_m = 5,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_m = t_{\text{uf}} - t_{\text{oda}}$$

$$5,4 = t_{\text{uf}} - 26$$

$$t_{\text{uf}} = 31,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\phi} = t_{\text{uf}} + \text{hava kanalındaki sıcaklık düşüşü}$$

$$t_{\phi} = 31,4 + 1 = 32,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot (t_{\phi} - t_g)$$

$$t_g = 19,3 \text{ }^{\circ}\text{C (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 7900 \cdot (31,4 - 19,3)$$

$$Q_h = 32082 \text{ kcal/h}$$

Bu oda nötr tutulacaktır. Dolayısıyla burası için düşünülen egzost aspiratörü (EA5) debisi 7900 m³/h olacaktır. Cihaz dışı statik basıncı $H_{stdış} = 260 \text{ Pa}$ 'dır.

Fumigasyon Odası : AHU-6, EA-6

Bu mahalde yaz-kış kliması mevcuttur. %100 taze havalı olacaktır.Oda nötr tutulacaktır.

Nemlendiriciden çıkan havanın nemi %90,

Hava kanallarındaki sıcaklık değişimi ise yaklaşık 0,5°C olarak kabul edilmiştir.

Vantilatör debisi :

$$DIO = \frac{2841}{3164} = 0,9$$

$\Delta t_m = 3 \text{ °C}$ kabul edildi.

$$\Delta t_m = t_{oda} - t_{uf}$$

$$3 = 24 - t_{uf}$$

$$t_{uf} = 21 \text{ °C}$$

$t_{\phi} = t_{uf} - \text{hava kanalındaki sıcaklık artışı}$

$$t_{\phi} = 21 - 0,5 = 20,5 \text{ °C}$$

$$ODI = \Delta t_m \cdot \gamma \cdot c_p \cdot V_{top}$$

$$2841 = 3 \cdot 0,29 \cdot V_{top}$$

$$V_{top} = 3265 \text{ m}^3/\text{h}$$

Bu odanın taze hava ihtiyacı 2850 m³/h olarak önceden belirlenmişti. Buna göre;

Vantilatör debisi : 3265 m³/h (%100 taze hava)

Cihaz dışı statik basınç $H_{stdış} = 200 \text{ Pa}$

Soğutucu batarya kapasitesi :

$$Q_c = \gamma \cdot V_{top} \cdot (h_g - h_{\phi})$$

$$h_g = 18,4 \text{ kcal/kg (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$h_{\phi} = 13,4 \text{ kcal/kg (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$Q_c = 1,2 \cdot 3265 \cdot (18,4 - 13,4)$$

$$Q_c = 19590 \text{ kcal/h}$$

Ön ısıtıcı batarya kapasitesi :

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot (t_{\phi} - t_g)$$

$$t_{\phi} = 47 \text{ (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$t_g = -3 \text{ (Dış hava sıcaklığı)}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 3265 \cdot (47+3)$$

$$Q_h = 50607 \text{ kcal/h}$$

Nemlendirici kapasitesi :

$$m_{\text{su}} = \gamma \cdot V_{\text{top}} \cdot (w_{\phi} - w_g)$$

$$w_{\phi} = 0,014 \text{ kgSB/kgKH (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$w_g = 0,003 \text{ kgSB/kgKH (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$m_{\text{su}} = 1,2 \cdot 3265 \cdot (0,014 - 0,003)$$

$$m_{\text{su}} = 43,1 \text{ kg/h}$$

Son ısıtıcı batarya kapasitesi :

$$\text{Oda ısı kaybı} = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot \Delta t_m$$

$$3218 = 0,31 \cdot 3265 \cdot \Delta t_m$$

$$\Delta t_m = 3,2 \text{ °C}$$

$$\Delta t_m = t_{\text{uf}} - t_{\text{oda}}$$

$$3,2 = t_{\text{uf}} - 24$$

$$t_{\text{uf}} = 27,2 \text{ °C}$$

$$t_{\phi} = t_{\text{uf}} + \text{hava kanalındaki sıcaklık düşüşü}$$

$$t_{\phi} = 27,2 + 1 = 28,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot (t_{\phi} - t_g)$$

$$t_g = 20,8 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 3265 \cdot (28,2 - 20,8)$$

$$Q_h = 7490 \text{ kcal/h}$$

Bu oda nötr tutulacaktır. Dolayısıyla burası için düşünölen egzost aspiratörü (EA6) debisi 3265 m³/h olacaktır. Cihaz dışı statik basıncı $H_{\text{stdış}} = 200 \text{ Pa}$ 'dır.

Yumurta Odası : AHU-7

Bu mahalde yaz-kış ikliması mevcuttur. Karışım havalı olacaktır.Oda pozitif basınçta tutulacaktır.

Nemlendiriciden çıkan havanın nemi %90,

Hava kanallarındaki sıcaklık değışimi ise yaklaşık 0,5^oC olarak kabul edilmiştir.

Vantilatör debisi :

$$\text{DIO} = \frac{15277}{15986} = 0,95$$

$\Delta t_m = 3,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ kabul edildi.

$$3,5 = 20 - t_{\text{uf}}$$

$$t_{\text{uf}} = 16,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\phi} = 16,5 - 0,5 = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{ODI} = \Delta t_m \cdot \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}}$$

$$15277 = 3,5 \cdot 0,29 \cdot V_{\text{top}}$$

$$V_{\text{top}} = 15000 \text{ m}^3/\text{h}$$

Bu odanın taze hava ihtiyacı 1500 m³/h olarak önceden belirlenmişti. Buna göre;

$$\text{Karışım oranı} = 1500/15000 = 10$$

Vantilatör debisi : 15000 m³/h (%10 taze hava)

Cihaz dışı statik basınç $H_{\text{stdış}} = 180 \text{ Pa}$

Soğutucu batarya kapasitesi :

$$h_g = 12,18 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{\phi} = 10,3 \text{ kcal/kg (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$Q_c = 1,2 \cdot 15000 \cdot (12,18 - 10,3)$$

$$Q_c = 45000 \text{ kcal/h}$$

Ön ısıtıcı batarya kapasitesi :

$$t_{\phi} = 20,2 \text{ (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$t_g = 16,2$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 15000 \cdot (20,2 - 16,2)$$

$$Q_h = 18600 \text{ kcal/h}$$

Nemlendirici kapasitesi :

$$w_{\phi} = 0,0202 \text{ kgSB/kgKH (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$w_g = 0,0162 \text{ kgSB/kgKH (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$m_{su} = 1,2 \cdot 15000 \cdot (0,0202 - 0,0162)$$

$$m_{su} = 25,2 \text{ kg/h}$$

Son ısıtıcı batarya kapasitesi :

$$\text{Oda ısı kaybı} = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot \Delta t_m$$

$$18628 = 0,31 \cdot 15000 \cdot \Delta t_m$$

$$\Delta t_m = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_m = t_{\text{uf}} - t_{\text{oda}}$$

$$4 = t_{\text{uf}} - 20$$

$$t_{\text{uf}} = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\phi} = t_{\text{uf}} + \text{hava kanalındaki sıcaklık düşüşü}$$

$$t_{\phi} = 24 + 0,5 = 24,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_h = \gamma \cdot c_p \cdot V_{\text{top}} \cdot (t_{\phi} - t_g)$$

$$t_g = 17 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ (Psikrometrik diyagramdan)}$$

$$Q_h = 0,31 \cdot 15000 \cdot (24,5 - 17)$$

$$Q_h = 34875 \text{ kcal/h}$$

Bu oda % 10 pozitif basınçta tutulacaktır. Buradan egzost edilen hava debisi 13500 m³/h olarak düşünülmüştür. Bu odanın egzostu diğer odalarda olduğu gibi ayrı bir egzost fanıyla yapılmayacaktır. Cihaz dışı statik basıncı $H_{\text{stdış}} = 160 \text{ Pa}$ 'dır.

Cinsiyet Ayırım Odası : (EA-7)

Bu oda da negatif basınçta tutulacaktır. Odada saatte beş değişim düşünülerek egzost aspiratörü debisi aşağıdaki gibi belirlenmiştir .

$$V = \text{Oda hacmi} \cdot 5$$

$$V = 508 \text{ m}^3 \cdot 5 \text{ değişim/h} = 2530 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V = 2500 \text{ m}^3/\text{h} , H_{\text{stdış}} = 210 \text{ Pa}$$

Yıkama Odası : (EA-8)

Bu oda negatif basınçta tutulacaktır. Odada saatte beş değişim düşünülerek egzost aspiratörü debisi aşağıdaki gibi belirlenmiştir .

$$V = \text{Oda hacmi} \cdot 5$$

$$V = 508 \text{ m}^3 \cdot 5 \text{ değişim/h} = 2530 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V = 2500 \text{ m}^3/\text{h} , H_{\text{stdış}} = 190 \text{ Pa}$$

Temiz Oda : (SF-1)

Bu oda pozitif basınçta tutulacaktır. Yıkama odasıyla temiz oda arasında bulunan duvara panjur takılacak ve yıkama aspiratörü debisinde bir taze hava fanı konulacaktır.

$$V = 2500 \text{ m}^3/\text{h} , H_{\text{stdış}} = 170 \text{ Pa}$$

4.3.6.2 Sıcak Su Kazanının Seçimi

Klima santralleri ile ısıtılan mahaller dışındaki yerler radyatörler aracılığı ile ısıtılmaktadır. Radyatör ısıtma devresine ait ısı ihtiyacı 121000 kcal/h'tir. Çizelge 4.2'de klima santralleri ısıtıcı batarya kapasiteleri verilmiştir.

Kazan kapasitesine esas toplam ısı ihtiyacı :

Radyatör ısıtma devresi 121000 kcal/h

Klima santralleri ısıtma devresi 656223 kcal/h

Boyer ısıtma devresi 177160 kcal/h

Toplam.... 954383 kcal/h

Atmosferik brülörlü 960000 kcal/h kapasiteye sahip kazan seçilmiştir.

Çizelge 4.2 Klima santralleri ısıtıcı batarya kapasiteleri

Klima Santrali	Isı Geri Kazanım Bataryası kcal/h	Ön Isıtıcı Batarya Kapasitesi kcal/h	Son Isıtıcı Batarya Kapasitesi kcal/h	Toplam Batarya Kapasitesi kcal/h
AHU-1	-	88740	44491	133231
AHU-2	53068	65354	46314	111668
AHU-3	53068	65354	46314	111668
AHU-4	50510	62205	31592	93797
AHU-5	50510	62205	32082	94287
AHU-6	-	50607	7490	58097
AHU-7	-	18600	34875	53475
Toplam :				656223

4.3.6.3 Soğutma Grubunun Seçimi

Klima santralleri soğutucu batarya kapasiteleri Çizelge 4.3'de verilmiştir.

400.000 kcal/h soğutma kapasitesine sahip 1 adet hava soğutmalı soğutma grubu seçilmiştir.

Çizelge 4.3 Klima santralleri soğutucu batarya kapasiteleri

Klima Santrali	Soğutucu Batarya Kapasitesi kcal/h
AHU-1	80496
AHU-2	64740
AHU-3	64740
AHU-4	57828
AHU-5	59724
AHU-6	19590
AHU-7	45000
Toplam :	392118

5. KURULAN SİSTEMİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Kabuller :

- * Hava ve baca gazları ideal gaz karışımı olarak düşünülmüştür.
- * Referans hal sıcaklığı 25°C, referans hal basıncı ise 1,013 bar olarak kabul edilmiştir.
- * Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiştir.
- * Sistem bileşenlerinden ısı kaybı olmamaktadır.
- * Yakıt kazana çevre şartlarında girmektedir.

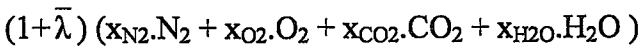
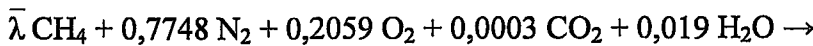
Veriler :

* Doğalgazın birim fiyatı	0,18 €/m ³
* Elektriğin birim fiyatı	0,08 €/kWh
* Suyun birim fiyatı	1,75 €/m ³
* Faiz oranı	i = %8
* Minimum geri dönüş oranı	r = %6
* Eskalasyon oranı	e = %5
* Tesisin ömrü	n = 12 yıl
* İnşaat süresi	t = 1 yıl

5.1 Kış işletmesinde sistemin ekserji analizi

Sistemin akış şeması Şekil 5.1'de verilmiştir.

Önce kazanda gerçekleşen yanma işlemini inceleyelim. Yanma işleminin kimyasal denklemi :



$$x_{\text{N}_2} = \frac{0,7748}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$x_{\text{O}_2} = \frac{0,2059 - 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$x_{\text{CO}_2} = \frac{0,0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$x_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,019 + 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

Molar bazda yakıt hava oranı $\bar{\lambda}$ ile gösterilir.

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_{\text{yakıt}}}{\dot{n}_{\text{hava}}} \quad (5.1)$$

$$1 + \bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_{\text{bacagazi}}}{\dot{n}_{\text{hava}}} \quad (5.2)$$

Reaksiyona giren havanın entalpisi (\bar{h}_{hava}) :

Reaksiyona giren havanın sıcaklığı 25 °C ve basıncı 1,013 bar'dır.

Havayı oluşturan gazların 25°C'deki entalpileri ;

$$\bar{h}_{\text{N}_2} = 0$$

$$\bar{h}_{\text{O}_2} = 0$$

$$\bar{h}_{\text{CO}_2} = - 393520 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} = - 241820 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{\text{hava}} = 0,7748 \bar{h}_{\text{N}_2} + 0,2059 \bar{h}_{\text{O}_2} + 0,0003 \bar{h}_{\text{CO}_2} + 0,019 \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$\bar{h}_{\text{hava}} = 0 + 0 + (0,0003 \cdot -393521) + (0,019 \cdot -241856)$$

$$\bar{h}_{\text{hava}} = -4712,64 \text{ kJ/kmol}$$

Yakıtın entalpisi (\bar{h}_y) :

$$\bar{h}_y = -74850 \text{ kJ/kmol}$$

Baca gazı entalpisi (\bar{h}_{bg}) :

Baca gazları sıcaklığı 110°C , basıncı ise 1,013 bar'dır.

Baca gazlarının 110°C'deki entalpileri ;

$$\bar{h}_{N_2} = 2474 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{O_2} = 2517 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{CO_2} = - 390210 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{H_2O} = - 238949 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{bg} = \frac{0,7748 \cdot \bar{h}_{N_2} + (0,2059 - 2\bar{\lambda}) \cdot \bar{h}_{O_2} + (0,0003 + \bar{\lambda}) \cdot \bar{h}_{CO_2} + (0,019 + 2\bar{\lambda}) \cdot \bar{h}_{H_2O}}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$\bar{h}_{bg} = \frac{0,7748 \cdot 2474 + (0,2059 - 2\bar{\lambda}) \cdot 2517 + (0,0003 + \bar{\lambda}) \cdot (- 390210) + (0,019 + 2\bar{\lambda}) \cdot (- 238949)}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$\bar{h}_{bg} = \frac{- 873142\bar{\lambda} - 2222}{1 + \bar{\lambda}}$$

Yakıt debisi (\dot{m}_y) :

Sistemin toplam ısı ihtiyacı

$$Q_t = 960000 \text{ kcal/h} = 1116,53 \text{ kJ/s}$$

Doğalgazın alt ısıl değeri

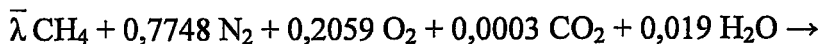
$$H_u = 802361 \text{ kJ/kmol}$$

Doğalgazın mol kütlesi

$$M_y = 16,043 \text{ kg/kmol}$$

Kazandaki kayıp %5 olarak kabul edilmiştir.

Baca gazlarının sıcaklığı 110°C, debisi ise 0,7122 kg/s olarak sistem için seçilen kazan kataloğundan okunmuştur. Buna göre baca gazlarının mol miktarı aşağıdaki gibi bulunur :



$$(1 + \bar{\lambda}) (x_{N_2} \cdot N_2 + x_{O_2} \cdot O_2 + x_{CO_2} \cdot CO_2 + x_{H_2O} \cdot H_2O)$$

$$M_{bg} = 0,7748 \cdot 28,013 + (0,2059 - 2\bar{\lambda}) \cdot 31,999 + (0,0003 + \bar{\lambda}) \cdot 44,01 + (0,019 + 2\bar{\lambda}) \cdot 18,015$$

$$M_{bg} = 28,648 + 16,042 \cdot \bar{\lambda}$$

$$\dot{n} = \frac{\dot{m}}{M} \quad (5.3)$$

$$\dot{n}_{bg} = \frac{0,7122}{28,648 + 16,043\bar{\lambda}}$$

Kazan için termodinamiğin 1. yasası aşağıdaki gibi yazılır :

$$\dot{Q}_t = \dot{n}_{bg} \bar{h}_{bg} - \dot{n}_y \bar{h}_y - \dot{n}_h \bar{h}_h - 0,05 \cdot H_u \cdot \dot{n}_y \quad (5.4)$$

$$1116,53 = \frac{\dot{n}_{bg} \cdot (-873142\bar{\lambda} - 2222)}{1 + \bar{\lambda}} - \dot{n}_y \cdot (-74850) - \dot{n}_h \cdot (-4712,64) - 0,05 \cdot 802361 \cdot \dot{n}_y$$

$$\bar{\lambda} = 0,0691$$

$$\dot{n}_{bg} = \frac{0,7122}{28,648 + 16,043 \cdot 0,0691}$$

$$\dot{n}_{bg} = 0,0239 \text{ kmol/s}$$

$$\dot{n}_y = \frac{\dot{n}_{bg} \cdot \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$\dot{n}_y = \frac{0,0239 \cdot 0,0691}{1 + 0,0691}$$

$$\dot{n}_y = 0,00154 \text{ kmol/s}$$

$$\dot{m}_y = 0,00154 \cdot 16,043 = 0,0247 \text{ kg/s}$$

Reaksiyona giren havanın debisi (\dot{m}_h) :

Kütlenin korunumu yasasına göre kazana giren yakıt ve hava kütlesi toplamı, kazandan atılan baca gazları kütlesine eşittir.

$$\dot{m}_{bg} = \dot{m}_y + \dot{m}_h$$

$$\dot{m}_h = 0,7122 - 0,0247 = 0,6875 \text{ kg/s}$$

Sisteme yakıt girişi (1 noktası) :

Doğalgazın molar kimyasal ekserjisi

$$\bar{e}^{\text{CH}} = 824348 \text{ kJ/kmol}$$

$$\dot{E}_1^{\text{CH}} = \dot{m}_1 \cdot \frac{\bar{e}^{\text{CH}}}{M_{\text{CH}_4}} \quad (5.5)$$

$$\dot{E}_1^{\text{CH}} = 0,0247 \cdot \frac{824348}{16,043} = 1269,2 \text{ kW}$$

Yakıtın fiziksel ekserjisi

$$\dot{E}_1^{\text{PH}} = 0$$

$$\dot{E}_1 = \dot{E}_1^{\text{CH}} + \dot{E}_1^{\text{PH}}$$

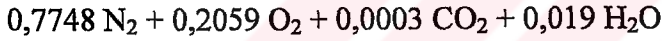
$$\dot{E}_1 = 1269,2 + 0 = 1269,2 \text{ kW}$$

Sisteme yakıtla reaksiyona girecek hava girişi (2 noktası) :

Reaksiyona giren havanın sıcaklığı 25 °C ve basıncı 1,013 bar'dır.

 $T_2 = T_0, P_2 = P_0, \bar{h}_2 = \bar{h}_0, \bar{s}_2 = \bar{s}_0$ olduğu için havanın fiziksel ekserjisi (\dot{E}_2^{PH}) 0'a eşittir.

Yakıtla reaksiyona giren havanın bileşimi ;

 $x_k =$ Mol oranı

$$\bar{e}^{\text{CH}} = \sum x_k \cdot \bar{e}_k^{\text{CH}} + R \cdot T_0 \cdot \sum x_k \cdot \ln x_k$$

$$\bar{e}_{\text{N}_2}^{\text{CH}} = 639 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{e}_{\text{O}_2}^{\text{CH}} = 3951 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{e}_{\text{CO}_2}^{\text{CH}} = 14176 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{e}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})}^{\text{CH}} = 8636 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{R} = 8,314 \text{ kJ / kmol K}$$

$$\bar{e}_2^{\text{CH}} = 0,7748 \cdot (639) + 0,2059 \cdot (3951) + 0,0003 \cdot (14176) + 0,019 \cdot (8636) + (8,314 \cdot 298,15) \cdot [0,7748 \cdot (\ln 0,7748) + 0,2059 \cdot (\ln 0,2059) + 0,0003 \cdot (\ln 0,0003) + 0,019 \cdot (\ln 0,019)]$$

$$\bar{e}_2^{\text{CH}} = -12,389 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_2^{\text{CH}} = \frac{\bar{e}_2^{\text{CH}}}{M_h}$$

$$M_h = (0,7748 \cdot 28,013) + (0,2059 \cdot 31,999) + (0,0003 \cdot 44,01) + (0,019 \cdot 18,015) = 28,649 \text{ kg/kmol}$$

$$e_2^{\text{CH}} = \frac{-12,389}{28,649} = -0,432 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_2^{\text{CH}} = \dot{m}_h \cdot e_2^{\text{CH}}$$

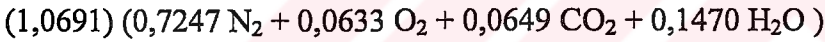
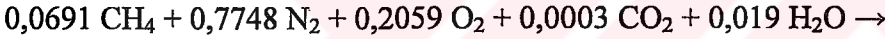
$$\dot{E}_2^{\text{CH}} = 0,6875 \cdot -0,432 = -0,297 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_2 = \dot{E}_2^{\text{CH}} + \dot{E}_2^{\text{PH}}$$

$$\dot{E}_2 = 0 + (-0,297) = -0,297 \text{ kW}$$

Sistemden atılan baca gazları (3 noktası) :

$\bar{\lambda} = 0,0691$ olarak bulunmuştur. Bu değeri yukarıdaki yanma denkleminde yerine koyarsak kazanda gerçekleşen yanma işlemine ait kimyasal denklem aşağıdaki gibi yazılır ,



Bundan sonra yanma sonu ürünlerinin yani baca gazlarının çığ noktası sıcaklığı bulunur. Baca gazlarının çığ noktası baca gazlarının soğutulduğu zaman içindeki su buharının yoğunlaşmaya başladığı sıcaklıktır. Bir gaz-buhar karışımının çığ noktası, karışımındaki su buharının kısmi basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığıdır.

$$\frac{P_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})}}{P_{\text{bg}}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})}}{n_{\text{bg}}} \quad (5.6)$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} = \frac{0,1470 \cdot 1,013}{1}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} = 0,149 \text{ bar}$$

Kısmi basıncı 0,149 bar olan su buharının çığ noktası sıcaklığı $53,7^\circ\text{C}$ 'dir. Referans olarak 25°C alınmıştır. Çığ noktasının $53,7^\circ\text{C}$ bulunması, 25°C 'de baca gazları içindeki su buharının bir kısmının yoğunlaştığını göstermektedir.

25°C 'deki su buharının kısmi basıncı

$$P_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} = 0,0317 \text{ bar}$$

$$n_{N_2} + n_{O_2} + n_{CO_2} = 0,7247 + 0,0633 + 0,0649 = 0,8529 \text{ kmol}$$

$$\frac{P_{H_2O}}{P_{bg}} = \frac{n_{H_2O}}{n_{bg}}$$

$$\frac{0,0317}{1,013} = \frac{n_{H_2O(g)}}{n_{H_2O(g)} + 0,8529}$$

$$n_{H_2O(g)} = 0,0275 \text{ kmol}$$

$$n_{H_2O(g)} + n_{H_2O(s)} = 0,1470 \text{ kmol}$$

$$n_{H_2O(s)} = 0,1470 - 0,0275 = 0,1195 \text{ kmol}$$

$$\bar{e}_{bg}^{CH} = \sum x_k \cdot \bar{e}_k^{CH} + R \cdot T_0 \cdot \sum x_k \cdot \ln x_k$$

$$n_{N_2} + n_{O_2} + n_{CO_2} + n_{H_2O(g)} = 0,7247 + 0,0633 + 0,0649 + 0,0275 = 0,8804 \text{ kmol}$$

$$x_{N_2} = \frac{0,7247}{0,8804} = 0,823$$

$$x_{O_2} = \frac{0,0633}{0,8804} = 0,072$$

$$x_{CO_2} = \frac{0,0649}{0,8804} = 0,074$$

$$x_{H_2O(g)} = \frac{0,0275}{0,8804} = 0,031$$

$$\bar{e}_{bg}^{CH} = 0,823 \cdot (639) + 0,072 \cdot (3951) + 0,074 \cdot (14176) + 0,031 \cdot (8636) + (8,314 \cdot 298,15) \cdot [0,823 \cdot (\ln 0,823) + 0,072 \cdot (\ln 0,072) + 0,074 \cdot (\ln 0,074) + 0,031 \cdot (\ln 0,031)]$$

$$\bar{e}_{bg}^{CH} = 515,58 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{e}_{H_2O(s)}^{CH} = 45 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{e}_3^{CH} = n_{bg} \cdot \bar{e}_{bg}^{CH} + n_{H_2O(s)} \cdot \bar{e}_{H_2O(s)}^{CH}$$

$$\bar{e}_3^{CH} = 0,8804 \cdot 515,58 + 0,1195 \cdot 45$$

$$\bar{e}_3^{CH} = 459,29 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_3^{\text{CH}} = \frac{\bar{e}_3^{\text{CH}}}{M}$$

$$e_3^{\text{CH}} = \frac{459,29}{29,17} = 15,74 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_3^{\text{CH}} = \dot{m}_{\text{bg}} \cdot e_3^{\text{CH}}$$

$$\dot{E}_3^{\text{CH}} = 0,7122 \cdot 15,74 = 11,21 \text{ kW}$$

$$\bar{h}_{\text{bg}} = \frac{-873142\bar{\lambda} - 2222}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$\bar{h}_{\text{bg}} = \frac{-873142 \cdot 0,0691 - 2222}{1 + 0,0691}$$

$$\bar{h}_{\text{bg}} = -58513 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_0 = 0,7247 \bar{h}_{\text{N}_2} + 0,0633 \bar{h}_{\text{O}_2} + 0,0649 \bar{h}_{\text{CO}_2} + 0,0275 \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} + 0,1195 \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}(\text{s})}$$

$$\bar{h}_0 = 0,7247 \cdot 0 + 0,0633 \cdot 0 + 0,0649 \cdot -393520 + 0,0275 \cdot -241856 + 0,1195 \cdot -285829$$

$$\bar{h}_0 = -66347,1 \text{ kJ/kmol}$$

Mükemmel gaz karışımındaki bir karışımın entropisi aşağıdaki formülle hesaplanır ;

$$\bar{s}_k(T, P_k) = \bar{s}_k^\circ(T, P_0) - \bar{R} \cdot \ln(x_k \cdot P / P_0) \quad (5.7)$$

25°C sıcaklığında ve 1,013 bar basınçtaki baca gazlarına ait mutlak entropi değerleri;

$$\bar{s}_{\text{N}_2}^\circ = 191,516 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2}^\circ = 205,047 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2}^\circ = 213,702 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})}^\circ = 188,736 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = 191,516 - 8,314 \cdot \ln(0,823 \cdot 1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = 193,136 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = 205,047 - 8,314 \cdot \ln(0,072 \cdot 1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = 226,922 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = 213,702 - 8,314 \cdot \ln(0,074.1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = 235,349 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O(g)}} = 188,736 - 8,314 \cdot \ln(0,031.1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O(g)}} = 217,617 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O(s)}} = 69,948 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_0 = 0,7247 \bar{s}_{\text{N}_2} + 0,0633 \bar{s}_{\text{O}_2} + 0,0649 \bar{s}_{\text{CO}_2} + 0,0275 \bar{s}_{\text{H}_2\text{O(g)}} + 0,1195 \bar{s}_{\text{H}_2\text{O(s)}}$$

$$\bar{s}_0 = 0,7247 \cdot 193,136 + 0,0633 \cdot 226,922 + 0,0649 \cdot 235,349 + 0,0275 \cdot 217,617 + 0,1195 \cdot 69,948$$

$$\bar{s}_0 = 183,95 \text{ kJ/kmol K}$$

110°C sıcaklığında ve 1,013 bar basınçtaki baca gazlarına ait mutlak entropi değerleri;

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{N}_2} = 198,8 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{O}_2} = 212,456 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{CO}_2} = 223,44 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{H}_2\text{O(g)}} = 197,186 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = 198,8 - 8,314 \cdot \ln(0,7247.1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = 201,477 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = 212,456 - 8,314 \cdot \ln(0,0633.1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = 235,402 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = 223,44 - 8,314 \cdot \ln(0,0649.1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = 246,178 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O(g)}} = 197,186 - 8,314 \cdot \ln(0,147.1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O(g)}} = 213,127 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_3 = 0,7247 \bar{s}_{\text{N}_2} + 0,0633 \bar{s}_{\text{O}_2} + 0,0649 \bar{s}_{\text{CO}_2} + 0,1470 \bar{s}_{\text{H}_2\text{O(g)}}$$

$$\bar{s}_3 = 0,7247 \cdot 201,477 + 0,0633 \cdot 235,402 + 0,0649 \cdot 246,178 + 0,147 \cdot 213,127$$

$$\bar{s}_3 = 208,22 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{e}_3^{\text{PH}} = \bar{h}_3 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_3 - \bar{s}_0)$$

$$\bar{e}_3^{PH} = -58513 - (-66347,1) - 298,15.(208,22 - 183,95)$$

$$\bar{e}_3^{PH} = 597,99 \text{ kJ/kmol K}$$

$$e_3^{PH} = \bar{e}_3^{CH} / M$$

$$e_3^{PH} = 597,99 / 27,83 = 21,49 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_3^{PH} = \dot{m}_3 \cdot e_3^{PH}$$

$$\dot{E}_3^{PH} = 0,7122 \cdot 21,49 = 15,31 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_3 = \dot{E}_3^{CH} + \dot{E}_3^{PH}$$

$$\dot{E}_3 = 11,21 + 15,31 = 26,52 \text{ kW}$$

Kazan gidiş/dönüş suyu (4 ve 5 noktası) :

$$\text{Toplam ısı kaybı} = 960000 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Suyun özgül ısısı} \quad c_p = 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$\text{Kazan dönüş suyu sıcaklığı} \quad t_4 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Kazan gidiş suyu sıcaklığı} \quad t_5 = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Kazan çıkış-dönüş suyu sıcaklık farkı} \quad \Delta t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{ds} = \dot{m}_{\varphi s} = \frac{Q_t}{c_p \cdot \Delta t \cdot 3600} \quad (5.8)$$

$$\dot{m}_{ds} = \dot{m}_{\varphi s} = \frac{960000}{1,20 \cdot 3600}$$

$$\dot{m}_{ds} = \dot{m}_{\varphi s} = 13,333 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}_4^{PH} = \dot{E}_4 = \dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_0 - T_0(s_4 - s_0))$$

$$\dot{E}_4^{PH} = \dot{E}_4 = 13,333 \cdot (292,98 - 104,89 - 298,15 \cdot (0,955 - 0,367))$$

$$\dot{E}_4^{PH} = \dot{E}_4 = 172,358 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_5^{PH} = \dot{E}_5 = 13,333 \cdot (376,92 - 104,89 - 298,15 \cdot (1,193 - 0,367))$$

$$\dot{E}_5^{PH} = \dot{E}_5 = 347,019 \text{ kW}$$

Boylere soğuk su girişi (6 noktası) :

Boylere giren soğuk suyun sıcaklığı 10°C'dir. Suyun debisi 1,406 kg/sn olarak ilgili cihaz kataloğundan okunmuştur.

$$\dot{E}_6^{PH} = \dot{E}_6 = 1,406. (42,01 - 104,89 - 298,15(0,151 - 0,367))$$

$$\dot{E}_6^{PH} = \dot{E}_6 = 2,306 \text{ kW}$$

Boylardan kullanma suyu çıkışı (7 noktası) :

Boylardan çıkan kullanma suyunun sıcaklığı 45°C'dir.

$$\dot{m}_{ds} = \dot{m}_{cs} = 1,406 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}_7^{PH} = \dot{E}_7 = 1,406. (188,45 - 104,89 - 298,15(0,639 - 0,367))$$

$$\dot{E}_7^{PH} = \dot{E}_7 = 3,757 \text{ kW}$$

Boylar ısıtma giriş/çıkış suyu (8 ve 9 noktası) :

Boylere, kazandan 90°C olarak gelen ısıtma suyu 70°C olarak dönmektedir. Boylere giren 10°C'deki soğuk suyu 45°C'ye getiren ısıtma suyunun miktarı :

$$\dot{m}_6 \cdot c_p \cdot (t_7 - t_6) = \dot{m}_8 \cdot c_p \cdot (t_9 - t_8)$$

$$1,406 \cdot (45-10) = \dot{m}_8 \cdot (90-70)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = 2,461 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}_8^{PH} = \dot{E}_8 = 2,461. (292,98-104,89-298,15.(0,955-0,367))$$

$$\dot{E}_8^{PH} = \dot{E}_8 = 31,807 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_9^{PH} = \dot{E}_9 = 2,461. (376,92-104,89-298,15.(1,193-0,367))$$

$$\dot{E}_9^{PH} = \dot{E}_9 = 64,039 \text{ kW}$$

Radyatör devresi giriş/çıkış suyu (10 ve 11 noktası) :

Radyatörle ısıtılan mahallerin toplam ısı kaybı = 121000 kcal/h

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \frac{Q_t}{c_p \cdot \Delta t \cdot 3600}$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \frac{121000}{1.20.3600}$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = 1,681 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}_{10}^{PH} = \dot{E}_{10} = 1,681. (292,98-104,89-298,15.(0,955-0,367))$$

$$\dot{E}_{10}^{PH} = \dot{E}_{10} = 21,724 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{11}^{PH} = \dot{E}_{11} = 1,681. (376,92-104,89-298,15.(1,193-0,367))$$

$$\dot{E}_{11}^{PH} = \dot{E}_{11} = 43,739 \text{ kW}$$

Radyatörle mahallere verilen ısı (12 noktası) :

Q miktarında ısı geçişi her zaman ekserji geçişine neden olur ve Q miktarında ısı geçişiyle ilişkili ekserji geçişi aşağıdaki bağıntı ile ifade edilir :

$$\dot{E}_{qj} = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \cdot \dot{Q}_j$$

Sistemin çevre dışındaki cisim veya ortamlarla ısı geçişi ile ilgili ekserji geçişini de hesaplayabileceğimiz bu bağıntıda ; T_j sistemin değil, cismin veya mahalin sıcaklığıdır. Q_j 'nin işareti ise sisteme göre değil ısı alışverişinde bulunulan cisim veya mahale göre seçilmelidir.

Radyatörlerle ısıtılan mahallerin sıcaklıkları ve ısı kayıpları Çizelge 2.1'de verilmiştir.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{12} = & (1-298/295).25850 + (1-298/295).11880 + (1-298/297).14850 + (1-298/293).11110 + \\ & (1-298/293).5742 + (1-298/293).7425 + (1-298/295).7480 + (1-298/295).7398 + \\ & (1-298/293).814 + (1-298/299).4510 + (1-298/299).4510 + (1-298/293).814 + \\ & (1-298/295).2338 + (1-298/295).2420 + (1-298/293).2816 + (1-298/295).1045 + \\ & (1-298/295).385 + (1-298/293).8580 \end{aligned}$$

$$\dot{E}_{12} = -1254,3 \text{ kcal/h} = -1,46 \text{ kW}$$

Klima santralleri ısıtma serpantini giriş/çıkış suyu (13 ve 14 noktası) :

Klima santralleri ısıtıcı batarya kapasiteleri 656223 kcal/h'tir.

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \frac{Q_t}{c_p \cdot \Delta t \cdot 3600}$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = 656223 / 1.20.3600$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = 9,114 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}_{13}^{PH} = \dot{E}_{13} = 9,114. (292,98-104,89-298,15.(0,955-0,367))$$

$$\dot{E}_{13}^{PH} = \dot{E}_{13} = 117,816 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{14}^{PH} = \dot{E}_{14} = 9,114. (376,92-104,89-298,15.(1,193-0,367))$$

$$\dot{E}_{14}^{PH} = \dot{E}_{14} = 237,205 \text{ kW}$$

Klima santrallerine nemlendirme suyu girişi (15 noktası) :

Sistemdeki tüm klima santrallerindeki havaya verilen nemlendirme suyu miktarı 517,9 kg/h olarak bulunmuştur.

$$\dot{m}_{15} = 517,9 \text{ kg/h} = 0,144 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}_{15}^{PH} = \dot{E}_{15} = 0,144. (42,01 - 104,89 - 298,15.(0,151 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{15}^{PH} = \dot{E}_{15} = 0,236 \text{ kW}$$

Klima santrallerine taze hava girişi (16 noktası) :

Giren havanın sıcaklığı -3°C , bağıl nemi %90'dır. Tüm sisteme giren taze hava debisi 44965 m^3/h 'tir.

$$\text{Hava miktarı} = 44965 \text{ m}^3/\text{h} = 14,988 \text{ kg/s}$$

25°C ve %40 bağıl nem için ;

$$\tilde{w}^{\circ} = \frac{w}{0,622}$$

$$\tilde{w}^{\circ} = \frac{0,008}{0,622} = 0,013 \text{ kgSB/kgKH}$$

-3°C ve %90 bağıl nem için ;

$$\tilde{w}^{\circ} = \frac{0,003}{0,622} = 0,0048 \text{ kgSB/kgKH}$$

$$\begin{aligned} \dot{E}_{16} = & \dot{m}_{16} \cdot T_0 \left[(c_{pa} + \tilde{w} \cdot c_{pv}) \cdot \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) \right] + R_a \cdot T_0 \left[(1 + \tilde{w}) \cdot \ln \left(\frac{1 + \tilde{w}^{\circ}}{1 + \tilde{w}} \right) + \tilde{w} \cdot \ln \frac{\tilde{w}}{\tilde{w}^{\circ}} \right] \\ & + R_a \cdot T_0 \left[(1 + \tilde{w}) + \ln \frac{P}{P_0} \right] \end{aligned}$$

$$\dot{E}_{16} = 14,988.298 \left[(1,005 + 0,0048.1,82) \cdot \left(\frac{270}{298} - 1 - \ln \frac{270}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0048) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0048} \right) + 0,0048 \cdot \ln \frac{0,0048}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{16} = 25,585 \text{ kJ/s}$$

Klima santrallerine iç hava girişi (17 noktası) :

Klima santrallerine giren iç hava miktarı 13500 m³/h'tir .

$$\dot{E}_{17} = 4,5.298 \left[(1,005 + 0,0177.1,82) \cdot \left(\frac{293}{298} - 1 - \ln \frac{293}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0177) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0177} \right) + 0,0177 \cdot \ln \frac{0,0177}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{17} = 0,482 \text{ kJ/s}$$

Klima santrallerinden mahallere üflenmiş hava (18,19,20,21,22,23,24 noktası) :

Klima santrallerinde şartlandırılan hava, hava kanalları yardımıyla mahallere üflenmektedir. Klima santralleri üfleme havası özellikleri Bölüm 2'de hesaplandığı gibidir. Bu özelliklere sahip havaların ekserjileri ;

$$\dot{E}_{18} = 2,6.298 \left[(1,005 + 0,0166.1,82) \cdot \left(\frac{307,4}{298} - 1 - \ln \frac{307,4}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0166) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0166} \right) + 0,0166 \cdot \ln \frac{0,0166}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{18} = 0,486 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}_{19} = \dot{E}_{20} = 2,767.298 \left[(1,005 + 0,0206.1,82) \cdot \left(\frac{310,3}{298} - 1 - \ln \frac{310,3}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0206) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0206} \right) + 0,0206 \cdot \ln \frac{0,0206}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{19} = \dot{E}_{20} = 1,14 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}_{21} = 2,633.298 \left[(1,005 + 0,0206.1,82) \cdot \left(\frac{305,2}{298} - 1 - \ln \frac{305,2}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0206) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0206} \right) + 0,0206 \cdot \ln \frac{0,0206}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{21} = 0,648 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}_{22} = 2,633.298 \left[(1,005 + 0,0206.1,82) \cdot \left(\frac{305,4}{298} - 1 - \ln \frac{305,4}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0206) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0206} \right) + 0,0206 \cdot \ln \frac{0,0206}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{22} = 0,661 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}_{23} = 1,088.298 \left[(1,005 + 0,0225.1,82) \cdot \left(\frac{301,2}{298} - 1 - \ln \frac{301,2}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0225) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0225} \right) + 0,0225 \cdot \ln \frac{0,0225}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{23} = 0,28 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}_{24} = 5.298 \left[(1,005 + 0,0177.1,82) \cdot \left(\frac{297,5}{298} - 1 - \ln \frac{297,5}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0177) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0177} \right) + 0,0177 \cdot \ln \frac{0,0177}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{24} = 0,32 \text{ kJ/s}$$

Klima santralleri ısı geri kazanım bataryalarına su giriş/çıkışı (25,26 noktası) :

Isı geri kazanım bataryasına gidiş/dönüş suyu sıcaklık farkı 10°C'dir. Su bataryaya 25°C sıcaklığında girmekte, 15°C sıcaklığında çıkmaktadır.

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} = \frac{\text{Isı geri kazanım batarya kapasiteleri toplamı (kcal/h)}}{c_p \cdot \Delta t \cdot 3600}$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} = \frac{207156}{1.10.3600}$$

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} = 5,754 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}_{25}^{PH} = \dot{E}_{25} = 5,754. (62,99 - 104,89 - 298,15(0,225 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{25}^{PH} = 4,06 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{26}^{PH} = \dot{E}_{26} = 5,754. (104,89 - 104,89 - 298,15(0,367 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{26}^{PH} = 0$$

Isı geri kazanımlı egzost aspiratörlerine hava giriş/çıkışı (27,28 noktası) :

Isı geri kazanımlı egzost aspiratörleri, 37,5°C sıcaklığında ve %60 bağıl nemde bulunan 32400 m³/h havayı kuluçka makinalarının bulunduğu mahallerden almakta ve atmosfere atmaktadır. Bu sırada egzost aspiratörlerinde bulunan sulu bataryalar aracılığıyla egzost edilen bu havadan ısı çekilmektedir. Geri kazanılan bu ısı klima santrallerinde havanın şartlandırılmasında kullanılmaktadır. Bir miktar ısı çekilen havanın sıcaklığı 25,8°C'ye düşmeke ve bu şekilde atmosfere atılmaktadır. Bununla ilgili psikrometrik hesaplamalar Bölüm 2'de yer almaktadır.

$$\dot{E}_{27} = 10,8.298 \left[(1,005 + 0,0457.1,82). \left(\frac{310,5}{298} - 1 - \ln \frac{310,5}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0457). \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0457} \right) + 0,0457. \ln \frac{0,0457}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{27} = 25,25 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}_{28} = 10,8.298 \left[(1,005 + 0,0341.1,82). \left(\frac{298,8}{298} - 1 - \ln \frac{298,8}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0341). \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0341} \right) + 0,0341. \ln \frac{0,0341}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{28} = 10,681 \text{ kJ/s}$$

Isı geri kazanımlı egzost aspiratörlerinde yoğuşan su (29 noktası) :

Isısı çekilen yani soğutulan havanın içerisinde bulunan su buharının bir kısmı yoğuşmaktadır.

37,5°C ve %60 bağıl nemdeki havanın mutlak nemi $w_{27} = 0,0284 \text{ kgsb/kgkh}$

25,8°C ve %100 bağıl nemdeki havanın mutlak nemi $w_{28} = 0,0212 \text{ kgsb/kgkh}$

$$w_{27} - w_{28} = 0,0284 - 0,0212 = 0,0072 \text{ kgsb/kgkh}$$

Bulunan 0,0072 kg su miktarı 1 kg havadan yoğuşan sudur. Egzost edilen hava miktarı 10,8

kg/s'dir. Buna göre yoğuşan toplam su miktarı :

$$\dot{m}_{29} = 0,0072 \cdot 10,8 = 0,078 \text{ kg/s}$$

25,8°C'deki yoğuşan suyun ekserjisi :

$$\dot{E}_{29}^{PH} = \dot{E}_{29} = 0,078 \cdot (108,234 - 104,89 - 298,15(0,379 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{29}^{PH} = \dot{E}_{29} = 0,003 \text{ kW}$$

Egzost havası (30 noktası) :

Isı geri kazanımsız egzost aspiratörleri ile egzost edilen havanın ortalama sıcaklığı 24°C, bağıl nemi %55, debisi ise 12565 m³/h'tir.

$$\dot{E}_{30} = 4,188 \cdot 298 \left[(1,005 + 0,0103 \cdot 1,82) \cdot \left(\frac{297}{298} - 1 - \ln \frac{297}{298} \right) \right] + 0,287 \cdot 298$$

$$\left[(1 + 0,0103) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0103} \right) + 0,0103 \cdot \ln \frac{0,0103}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{30} = 0,168 \text{ kJ/s}$$

Mahal ısı kayıpları (31 noktası) :

Kuluçkahaneye ait mahallerin sıcaklıkları ve ısı kayıpları Çizelge 2.1'de özetlenmiştir. Buna göre mahallerden çevreye olan ısı geçişiyle ilişkili ekserji geçişi :

$$\dot{E}_{qj} = \sum_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j} \right) \cdot \dot{Q}_j$$

$$\dot{E}_{31} = (1-298/295) \cdot 25850 + (1-298/295) \cdot 11880 + (1-298/297) \cdot 14850 + (1-298/297) \cdot 22633 +$$

$$(1-298/293) \cdot 11100 + (1-298/299) \cdot (-52954) + (1-298/299) \cdot (-12681) + (1-298/299) \cdot (-13188) +$$

$$(1-298/293) \cdot 5742 + (1-298/293) \cdot 7425 + (1-298/297) \cdot 3218 + (1-298/293) \cdot 18628 +$$

$$(1-298/295) \cdot 7480 + (1-298/295) \cdot 7398 + (1-298/293) \cdot 814 + (1-298/299) \cdot (-4510) +$$

$$(1-298/299) \cdot (-4510) + (1-298/293) \cdot 814 + (1-298/295) \cdot 2338 + (1-298/295) \cdot 2420 +$$

$$(1-298/293) \cdot 2816 + (1-298/295) \cdot 1045 + (1-298/295) \cdot 385 + (1-298/293) \cdot 8580$$

$$\dot{E}_{31} = -1983,17 \text{ kcal/h} = -2,31 \text{ kW}$$

Klima santralleri ve aspiratörlerde tüketilen elektrik (32,33 noktası) :

Klima santrallerinin elektrik tüketimi 39,2 kW, ısı geri kazanımlı egzost aspiratörlerinin elektrik tüketimi ise 16 kW'tır.

$$\dot{E}_{32} = 39,2 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{33} = 16 \text{ kW}$$

Çizelge 5.1 Kış işletmesinde sistemin termodinamik özellikleri ve ekserjileri

No	Akışkan	Debi m kg/s	Basınç P bar	Sıcaklık t °C	Entalpi h kJ/kg	Entropi s kJ/kg K	Ekserji Ė kJ/s
1	Doğalgaz	0,025	1,013	25	-4665,59	11,604	1269,2
2	Hava	0,688	1,013	25	-164,496	6,955	-0,297
3	Baca gazları	0,712	1,013	110	-2102,52	7,482	26,52
4	Su	13,333	1,013	70	292,98	0,955	172,358
5	Su	13,333	1,013	90	376,92	1,193	347,019
6	Su	1,406	1,013	10	42,01	0,151	2,306
7	Su	1,406	1,013	45	188,45	0,639	3,757
8	Su	2,461	1,013	70	292,98	0,955	31,807
9	Su	2,461	1,013	90	376,92	1,193	64,039
10	Su	1,681	1,013	70	292,98	0,955	21,724
11	Su	1,681	1,013	90	376,92	1,193	43,739
12	Isı	-	-	-	-	-	-1,46
13	Su	9,114	1,013	70	292,98	0,955	117,816
14	Su	9,114	1,013	90	376,92	1,193	237,205
15	Su	0,144	1,013	10	42,01	0,151	0,236
16	Hava	14,988	1,013	-3	4,47	6,804	25,585

No	Akışkan	Debi m kg/s	Basınç P bar	Sıcaklık t °C	Entalpi h kJ/kg	Entropi s kJ/kg K	Ekserji Ė kJ/s
17	Hava	4,5	1,013	20	48,01	6,931	0,482
18	Hava	2,6	1,013	34,4	60,98	6,976	0,486
19	Hava	2,767	1,013	37,3	70,37	6,999	1,140
20	Hava	2,767	1,013	37,3	70,37	6,999	1,140
21	Hava	2,633	1,013	32,2	65,13	6,982	0,648
22	Hava	2,633	1,013	32,4	65,33	6,983	0,661
23	Hava	1,088	1,013	28,2	64,08	6,976	0,28
24	Hava	5	1,013	24,5	52,63	6,946	0,32
25	Su	5,754	1,013	15	62,99	0,225	4,06
26	Su	5,754	1,013	25	104,89	0,367	0
27	Hava	10,8	1,013	37,5	101	7,08	25,250
28	Hava	10,8	1,013	25,8	79,5	7,005	10,681
29	Su	0,078	1,013	25,8	108,234	0,379	0,003
30	Hava	4,188	1,013	24	50	6,941	0,168
31	Isı	-	-	-	-	-	-2,31
32	Elektrik	-	-	-	-	-	39,2
33	Elektrik	-	-	-	-	-	16

5.1.1 Kış işletmesinde ekserji kaybı

$$\dot{E}_k = \sum_j \dot{E}_{qj} - \dot{W}_{ev} + \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e$$

Kazandaki ekserji kaybı ;

$$\dot{E}_{k, \text{kazan}} = \dot{E}_1 + \dot{E}_2 + \dot{E}_4 - \dot{E}_3 - \dot{E}_5$$

$$\dot{E}_{k, \text{kazan}} = 1269,2 + (-0,297) + 172,358 - 26,52 - 347,019$$

$$\dot{E}_{k, \text{kazan}} = 1067,722 \text{ kW}$$

Boylerdeki ekserji kaybı ;

$$\dot{E}_{k, \text{boylar}} = \dot{E}_6 + \dot{E}_9 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8$$

$$\dot{E}_{k, \text{boylar}} = 2,306 + 64,039 - 3,757 - 31,807$$

$$\dot{E}_{k, \text{boylar}} = 30,781 \text{ kW}$$

Radyatörlerdeki ekserji kaybı ;

$$\dot{E}_{k, \text{radyatör}} = \dot{E}_{12} + \dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}$$

$$\dot{E}_{k, \text{radyatör}} = (-1,46) + 43,439 - 21,724$$

$$\dot{E}_{k, \text{radyatör}} = 20,555 \text{ kW}$$

Klima santrallerindeki ekserji kaybı ;

$$\dot{E}_{k, \text{ks}} = -\dot{E}_{32} + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{17} + \dot{E}_{26} - \dot{E}_{13} - \dot{E}_{18} - \dot{E}_{19} - \dot{E}_{20} - \dot{E}_{21} - \dot{E}_{22} - \dot{E}_{23} - \dot{E}_{24} - \dot{E}_{25}$$

$$\dot{E}_{k, \text{ks}} = -(-39,2) + 237,205 + 0,236 + 25,585 + 0,482 + 0 - 117,816 - 0,486 - 1,140 - 1,140 - 0,648 - 0,661 - 0,28 - 0,32 - 4,06$$

$$\dot{E}_{k, \text{ks}} = 176,157 \text{ kW}$$

Isı geri kazanımlı egzost aspiratörlerindeki ekserji kaybı ;

$$\dot{E}_{k, \text{igkea}} = -\dot{E}_{33} + \dot{E}_{25} + \dot{E}_{27} - \dot{E}_{26} - \dot{E}_{28} - \dot{E}_{29}$$

$$\dot{E}_{k, \text{igkea}} = -(-16) + 4,06 + 25,25 - 0 - 10,681 - 0,003$$

$$\dot{E}_{k, \text{igkea}} = 34,627 \text{ kW}$$

Egzost edilen hava ile olan ekserji kaybı ;

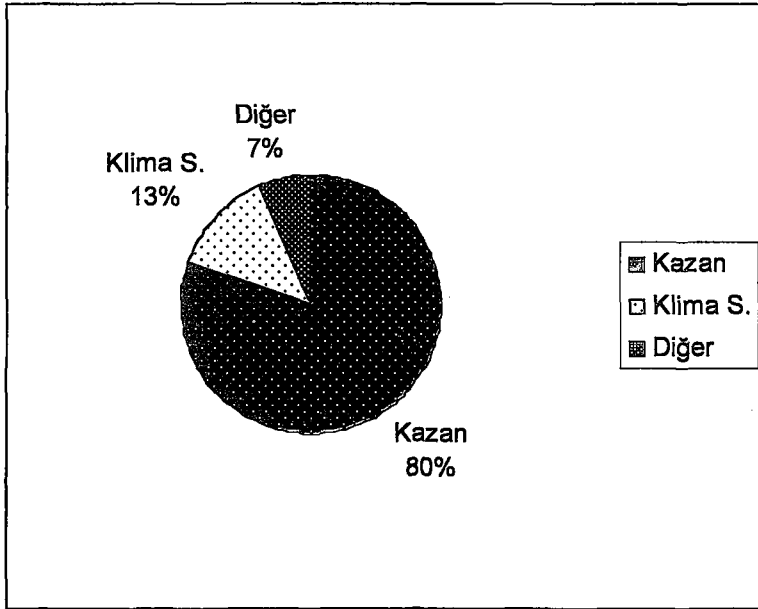
$$\dot{E}_{k, \text{egzost h}} = 0,168 \text{ kW}$$

Mahal ısı geçişleriyle olan ekserji geçişi ;

$$\dot{E}_{k, \text{mahal ig}} = 2,31 \text{ kW}$$

Çizelge 5.2 Kış işletmesinde sistem bileşenlerinin ekserji kayıpları

Bileşen	Ekserji Kaybı kW	Ekserji Kaybı Oranı %
Sıcak su kazanı	1067,722	80,14
Boylar	30,781	2,31
Radyatörler	20,555	1,54
Klima santralleri	176,157	13,22
IGK'lı egzost aspiratörleri	34,627	2,60
Egzost havası	0,168	0,01
Mahal ısı geçişleri	2,310	0,17
Toplam Ekserji Kaybı	1332,319	



Şekil 5.2 Kış işletmesi ekserji kayıp oranları

5.2 Kış işletmesinde sistemin termoekonomik analizi

Yıllık çalışma saati	5360 h/yıl
Yıllık yakıt tüketimi	672335 m ³ /yıl
Yıllık elektrik tüketimi	295872 kWh/yıl
Yıllık su tüketimi	2779 m ³ /yıl

Çizelge 5.3 Kış işletmesinde sistemin ilk yatırım maliyeti

Sıcak su kazanı	43000 €
Boyerler	5000 €
Radyatörler	3000 €
Klima santralleri ve egzost aspiratörleri	56000 €
Hava kanalları ve izolasyonu, menfezler,panjurlar	38000 €
Pompalar	12000 €
Borular, boru izolasyonu ve diğer armatürler	21000 €
Otomatik kontrol tesisatı	17000 €
Diğer ekipmanlar	20000 €
İşçilik	53000 €
Sistemin ilk yatırım maliyeti (I_d)	268000 €

Çizelge 5.4 Kış işletmesinde sistemin işletme giderleri

Yıllık servis, bakım, personel ve vergi masrafı (C _{mo})	31000 €/yıl
Yıllık yakıt masrafı (C _{fo})	121020 €/yıl
Yıllık elektrik masrafı (C _{eo})	23670 €/yıl
Yıllık su masrafı (C _{so})	4863 €/yıl

Bir değere getirilmiş yıllık sermaye maliyeti :

$$I_k = I_d \cdot (1+e)^t$$

$$I_k = 268000 \cdot (1+0,05)^1$$

$$I_k = 281400 \text{ €}$$

$$C_k = I_k \cdot \left[\frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right]$$

$$C_k = 281400 \cdot \left[\frac{0,08 \cdot (1+0,08)^{12}}{(1+0,08)^{12} - 1} \right]$$

$$C_k = 37340 \text{ €/yıl}$$

$$C_k = \frac{\sum_{t=0}^n C_k(t) \cdot (1+r)^{-t}}{\sum_{t=0}^n (1+r)^{-t}}$$

$$C_k = \frac{\sum_{t=0}^{12} 37340 \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^n (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_k = 37340 \text{ €/yıl}$$

$$C_k = \frac{37340}{5360.3600} = 0,0019 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık bakım ve personel maliyeti :

$$C_{m(t)} = C_{m0} \cdot (1+e_m)^t$$

$$C_{m(t)} = 31000 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_m = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_m(t) \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_m = 44911 \text{ €/yıl}$$

$$C_m = \frac{44911}{5360.3600} = 0,0023 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık yakıt maliyeti :

$$C_{f(t)} = C_{fo} \cdot (1+e_f)^t$$

$$C_{f(t)} = 121020 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_f = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_f(t) \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_f = 174219 \text{ €/yıl}$$

$$C_f = \frac{174219}{5360.3600} = 0,009 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık elektrik maliyeti :

$$C_{e(t)} = C_{eo} \cdot (1+e_e)^t$$

$$C_{e(t)} = 23670 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_e = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_e(t) \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_e = 34815 \text{ €/yıl}$$

$$C_e = \frac{34815}{5360.3600} = 0,0018 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık su maliyeti (Nemlendirme suyu) :

$$C_{s(t)} = C_{so} \cdot (1+e_s)^t$$

$$C_{s(t)} = 4863 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_s = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_s(t) \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_k = 37340 \text{ €/yıl}$$

$$C_k = \frac{37340}{5360.3600} = 0,0019 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık bakım ve personel maliyeti :

$$C_{m(t)} = C_{mo} \cdot (1+e_m)^t$$

$$C_{m(t)} = 31000 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_m = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_m(t) \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_m = 44911 \text{ €/yıl}$$

$$C_m = \frac{44911}{5360.3600} = 0,0023 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık yakıt maliyeti :

$$C_{f(t)} = C_{fo} \cdot (1+e_f)^t$$

$$C_{f(t)} = 121020 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_f = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_f(t) \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_f = 174219 \text{ €/yıl}$$

$$C_f = \frac{174219}{5360.3600} = 0,009 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık elektrik maliyeti :

$$C_{e(t)} = C_{eo} \cdot (1+e_e)^t$$

$$C_{e(t)} = 23670 \cdot (1+0,05)^t$$

5.3 Yaz işletmesinde sistemin ekserji analizi

Kuluçkahanenin iklimlendirilmesinde kullanılan klima santrallerinin soğutucu batarya kapasiteleri toplamı 392118 kcal/h'tir. Gerekli soğuk su, hava soğutmalı soğutma grubu ile temin edilmektedir. Sistemin akış şeması şekil 5.3'de verilmiştir.

Soğutma grubu tarafından tüketilen elektrik (34 noktası) :

Hava soğutmalı soğutma grubunun tükettiği toplam elektrik 160,2 kW olarak ilgili cihaz kataloğundan okunmuştur.

$$\dot{E}_{34} = 160,2 \text{ kW}$$

Kompresör tarafından tüketilen elektrik 145 kW, kondenser fanları tarafından tüketilen elektrik ise 15,2 kW'tır.

Kondenserde ısıtılan hava (35,36 noktası) :

Kondenserden atmosfere atılan ısı 601 kW'tır. Kondenserde ısınan havanın debisi ise 120600 m³/h, sıcaklığı 36°C KT ve 25°C YT'dir. Hava kondenserde duyulur olarak ısınmaktadır. Havanın ekserjisi 9 noktasında olduğu gibi hesaplanmış ve çizelge 3.3'e işlenmiştir.

$$Q_{\text{evaporatör}} = 392118 \text{ kcal/h} = 456 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{kondenser}} = Q_{\text{evaporatör}} + W_{\text{kompresör}} \quad (5.9)$$

$$Q_{\text{kondenser}} = 456 + 145$$

$$Q_{\text{kondenser}} = 601 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{kondenser}} = \gamma \cdot c_p \cdot V \cdot \Delta t$$

$$601 = 0,29 \cdot 120600 \cdot \Delta t$$

$$\Delta t = 14,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Buna göre hava kondensere 36°C girmekte, 50,8°C olarak çıkmaktadır.

$$\dot{E}_{35} = 40,2.298 \left[(1,005 + 0,0155 \cdot 1,82) \cdot \left(\frac{309}{298} - 1 - \ln \frac{309}{298} \right) \right] + 0,287.298 \cdot$$

$$\left[(1 + 0,0155) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0155} \right) + 0,0155 \cdot \ln \frac{0,0155}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{35} = 22,753 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}_{36} = 40,2.298 \left[(1,005 + 0,0155.1,82) \cdot \left(\frac{323,8}{298} - 1 - \ln \frac{323,8}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0155) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0155} \right) + 0,0155 \cdot \ln \frac{0,0155}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{36} = 58,451 \text{ kJ/s}$$

Klima santralleri soğutma serpantini giriş/çıkış suyu (37 ve 38 noktası) :

Serpantin giriş suyu sıcaklığı $t_{37} = 7^{\circ}\text{C}$

Serpantin çıkış suyu sıcaklığı $t_{38} = 12^{\circ}\text{C}$

$$\dot{m}_{37} = \dot{m}_{38} = \frac{Q_t}{c_p \cdot \Delta t \cdot 3600}$$

$$\dot{m}_{37} = \dot{m}_{38} = \frac{392118}{1.5 \cdot 3600}$$

$$\dot{m}_{37} = \dot{m}_{38} = 21,784 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}_{37}^{\text{PH}} = \dot{E}_{37} = 21,784 \cdot (29,392 - 104,89 - 298,15 \cdot (0,106 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{37}^{\text{PH}} = \dot{E}_{37} = 52,469 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{38}^{\text{PH}} = \dot{E}_{38} = 21,784 \cdot (50,402 - 104,89 - 298,15 \cdot (0,18 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{38}^{\text{PH}} = \dot{E}_{38} = 27,58 \text{ kW}$$

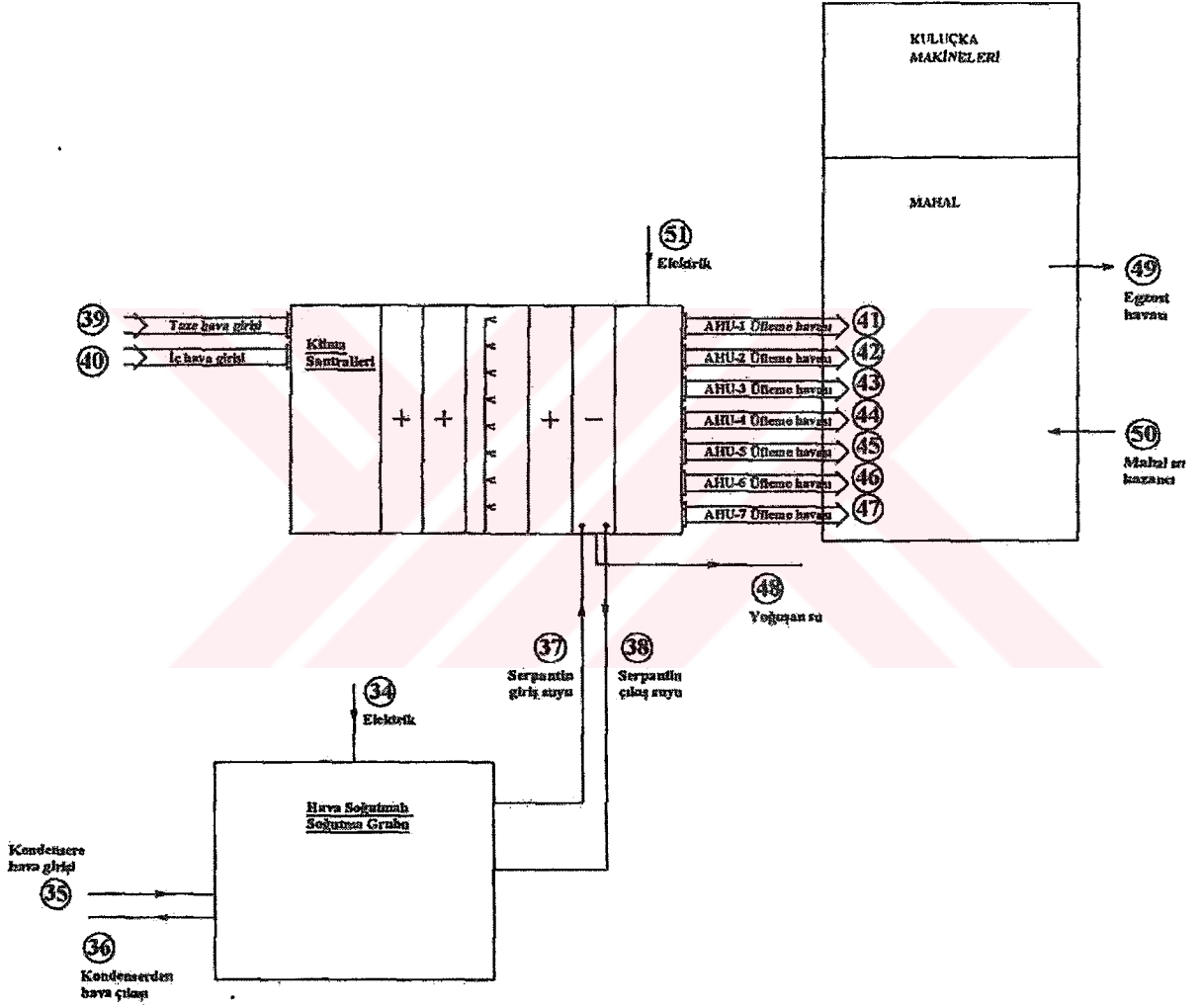
Klima santrallerine hava giriş çıkışı (39,40,41,42,43,44,45,46,47 noktası) :

39 noktası klima santrallerine 44965 m³/h debisindeki taze hava girişidir. 13500 m³/h debisindeki iç hava girişi ise 40 noktası ile gösterilmiştir. Sistemde 7 adet klima santrali mevcuttur. Bu klima santrallerinden odalara üflenen hava 41,42,43,44,45,46 ve 47 noktalarıyla gösterilmiştir. Bu noktalardaki havaların özellikleri ve psikrometrik hesapları Bölüm 2'de yer almaktadır.

$$\dot{E}_{39} = 14,988.298 \left[(1,005 + 0,0155.1,82) \cdot \left(\frac{309}{298} - 1 - \ln \frac{309}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0155) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0155} \right) + 0,0155 \cdot \ln \frac{0,0155}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{39} = 8,483 \text{ kJ/s}$$



Şekil 5.3 Yaz işletmesi akış şeması

$$\dot{E}_{40} = 4,5.298 \left[(1,005 + 0,011.1,82) \cdot \left(\frac{293}{298} - 1 - \ln \frac{293}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,011) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,011} \right) + 0,011 \cdot \ln \frac{0,011}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{40} = 0,482 \text{ kj/s}$$

$$\dot{E}_{41} = 2,6.298 \left[(1,005 + 0,01.1,82) \cdot \left(\frac{289}{298} - 1 - \ln \frac{289}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,01) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,01} \right) + 0,01 \cdot \ln \frac{0,01}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{41} = 0,445 \text{ kj/s}$$

$$\dot{E}_{42} = \dot{E}_{43} = 2,767.298 \left[(1,005 + 0,0124.1,82) \cdot \left(\frac{291,5}{298} - 1 - \ln \frac{291,5}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0124) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0124} \right) + 0,0124 \cdot \ln \frac{0,0124}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{42} = \dot{E}_{43} = 0,575 \text{ kj/s}$$

$$\dot{E}_{44} = 2,633.298 \left[(1,005 + 0,0125.1,82) \cdot \left(\frac{293}{298} - 1 - \ln \frac{293}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0125) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0125} \right) + 0,0125 \cdot \ln \frac{0,0125}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{44} = 0,482 \text{ kj/s}$$

$$\dot{E}_{45} = 2,633.298 \left[(1,005 + 0,0124.1,82) \cdot \left(\frac{292,7}{298} - 1 - \ln \frac{292,7}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0124) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0124} \right) + 0,0124 \cdot \ln \frac{0,0124}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{45} = 0,482 \text{ kj/s}$$

$$\dot{E}_{46} = 1,088.298 \left[(1,005 + 0,0139.1,82) \cdot \left(\frac{293,5}{298} - 1 - \ln \frac{293,5}{298} \right) \right] + 0,287.298$$

$$\left[(1 + 0,0139) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0139} \right) + 0,0139 \cdot \ln \frac{0,0139}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{46} = 0,292 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{E}_{47} = 5.298 \left[(1,005 + 0,0107 \cdot 1,82) \cdot \left(\frac{289}{298} - 1 - \ln \frac{289}{298} \right) \right] + 0,287 \cdot 298$$

$$\left[(1 + 0,0107) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0107} \right) + 0,0107 \cdot \ln \frac{0,0107}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{47} = 00,97 \text{ kJ/s}$$

Klima santrallerinde yoğuşan su (48 noktası) :

AHU-1'e 7800 m³/h debisinde, 36°C KT ve 25°C YT sıcaklığında taze hava girmektedir. Santralde 16°C sıcaklığına ve %88 bağıl neme getirilen hava ilgili mahale üflenmektedir.

36°C KT ve 25°C YT sıcaklığındaki havanın mutlak nemi $w_g = 0,0155$ kgsb/kgkh

16°C ve %88 bağıl nemdeki havanın mutlak nemi $w_ç = 0,010$ kgsb/kgkh

$$w_g - w_ç = 0,0155 - 0,010 = 0,005 \text{ kgsb/kgkh}$$

Bulunan 0,005 kg su miktarı 1 kg havadan yoğuşan sudur. Klima santralinde şartlandırılan hava miktarı 2,6 kg/s'dir. Buna göre yoğuşan su miktarı :

$$\dot{m}_{su} = 0,005 \cdot 2,6 = 0,013 \text{ kg/s'dir.}$$

Diğer klima santralleri için de aynı hesaplar yapılmış ve 7 klima santralinde yoğuşan toplam su miktarı 0,396 kg/s'dir. Suyun sıcaklığı ise ortalama 19°C'dir.

$$\dot{E}_{48}^{PH} = \dot{E}_{48} = 0,396 \cdot (79,77 - 104,89 - 298,15(0,282 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{48}^{PH} = \dot{E}_{48} = 0,112 \text{ kW}$$

Egzost havası (49 noktası) :

Egzost edilen havanın ortalama sıcaklığı 24°C, bağıl nemi %55, debisi ise 44965 m³/h'tir.

$$\dot{E}_{49} = 14,988 \cdot 298 \left[(1,005 + 0,0103 \cdot 1,82) \cdot \left(\frac{297}{298} - 1 - \ln \frac{297}{298} \right) \right] + 0,287 \cdot 298$$

$$\left[(1 + 0,0103) \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,013}{1 + 0,0103} \right) + 0,0103 \cdot \ln \frac{0,0103}{0,013} \right]$$

$$\dot{E}_{49} = 0,6 \text{ kJ/s}$$

Mahal ısı kazançları (50 noktası) :

Kuluçkahaneye ait mahallerin sıcaklıkları ve ısı kazançları Çizelge 2.1’de özetlenmiştir. Isı geçişiyle ilişkili ekserji geçişi :

$$\dot{E}_{50} = (1-298/297).16600 + (1-298/299).-32025 + (1-298/299).-11985 + (1-298/299).-12565 + (1-298/297).3164 + (1-298/293).15986$$

$$\dot{E}_{50} = -528,6 \text{ kcal/h} = -0,62 \text{ kW}$$

Klima santralleri tarafından tüketilen elektrik (51 noktası) :

$$\dot{E}_{51} = 39,2 \text{ kW}$$

5.3.1 Yaz işletmesinde ekserji kaybı

Soğutma grubundaki ekserji kaybı ;

$$\dot{E}_{k, sg} = -\dot{E}_{34} + \dot{E}_{35} + \dot{E}_{37} - \dot{E}_{36} - \dot{E}_{38}$$

$$\dot{E}_{k, sg} = -(-160,2) + 22,753 + 27,58 - 58,451 - 52,469$$

$$\dot{E}_{k, sg} = 99,613 \text{ kW}$$

Klima santrallerindeki ekserji kaybı ;

$$\dot{E}_{k, ks} = -\dot{E}_{51} + \dot{E}_{39} + \dot{E}_{40} + \dot{E}_{38} - \dot{E}_{37} - \dot{E}_{41} - \dot{E}_{42} - \dot{E}_{43} - \dot{E}_{44} - \dot{E}_{45} - \dot{E}_{46} - \dot{E}_{47} - \dot{E}_{48}$$

$$\dot{E}_{k, ks} = -(-39,2) + 8,483 + 0,482 + 52,469 - 27,58 - 0,445 - 0,575 - 0,575 - 0,482 - 0,482 - 0,292 - 0,97 - 0,112$$

$$\dot{E}_{k, ks} = 69,121 \text{ kW}$$

Egzost edilen hava ile olan ekserji kaybı ;

$$\dot{E}_{k, egzost h} = 0,6 \text{ kW}$$

Mahal ısı geçişleriyle olan ekserji geçişi ;

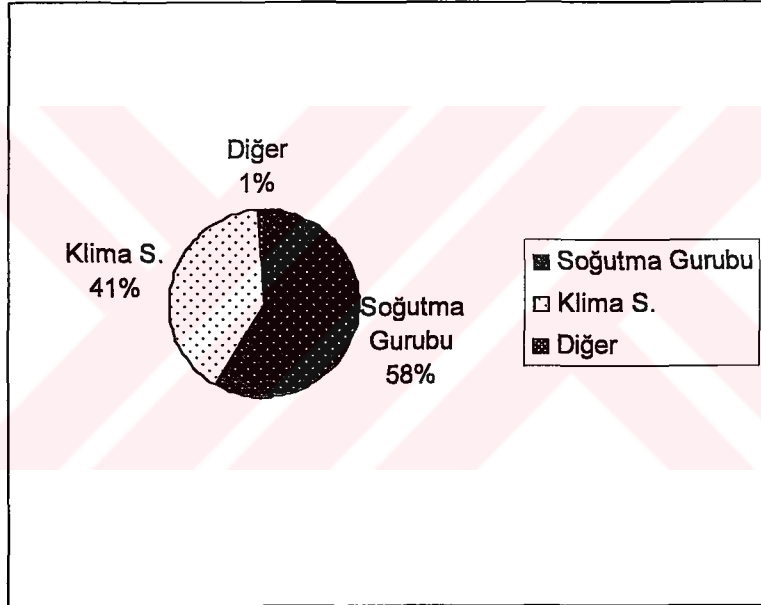
$$\dot{E}_{k, mahal 1g} = 0,62 \text{ kW}$$

Çizelge 5.5 Yaz işletmesinde sistemin termodinamik özellikleri ve ekserjileri

No	Akışkan	Debi m kg/s	Basınç P bar	Sıcaklık t °C	Entalpi h kJ/kg	Entropi s kJ/kg K	Ekserji Ė kJ/s
34	Elektrik	-	-	-	-	-	160,2
35	Hava	40,2	1,013	36	75,97	7,009	22,753
36	Hava	40,2	1,013	50,8	91,914	7,056	58,451
37	Su	21,784	1,013	12	50,402	0,18	27,58
38	Su	21,784	1,013	7	29,392	0,106	52,469
39	Hava	14,988	1,013	36	75,97	7,009	8,483
40	Hava	4,5	1,013	20	48,01	6,931	0,482
41	Hava	2,6	1,013	16	41,38	6,913	0,445
42	Hava	2,767	1,013	18,5	50,03	6,936	0,575
43	Hava	2,767	1,013	18,5	50,03	6,936	0,575
44	Hava	2,633	1,013	20	51,82	6,941	0,482
45	Hava	2,633	1,013	19,7	51,26	6,94	0,482
46	Hava	1,088	1,013	20,5	55,89	6,949	0,292
47	Hava	5	1,013	16	43,16	6,916	0,970
48	Su	0,396	1,013	19	79,77	0,282	0,112
49	Hava	14,988	1,013	24	50	6,941	0,600
50	Isı	-	-	-	-	-	-0,62
51	Elektrik	-	-	-	-	-	39,2

Çizelge 5.6 Yaz işletmesinde sistem bileşenlerinin ekserji kayıpları

Bileşen	Ekserji Kaybı kW	Ekserji Kaybı Oranı %
Soğutma grubu	99,613	58,61
Klima santralleri	69,121	40,67
Egzost havası	0,6	0,35
Mahal ısı geçişleri	0,62	0,36
Toplam Ekserji Kaybı	169,954	



Şekil 5.4 Yaz işletmesi ekserji kayıp oranları

5.4 Yaz işletmesinde sistemin termoekonomik analizi

Yıllık çalışma saati

2680 h/yıl

Yıllık elektrik tüketimi

534392 kWh/yıl

Çizelge 5.7 Yaz işletmesinde sistemin ilk yatırım maliyeti

Hava soğutmalı soğutma grubu	62000 €
Klima santralleri ve egzost aspiratörleri	50000 €
Hava kanalları ve izolasyonu, menfezler,panjurlar	37000 €
Pompalar	9000 €
Borular, boru izolasyonu ve diğer armatürler	14000 €
Otomatik kontrol tesisatı	15000 €
Diğer ekipmanlar	5000 €
İşçilik	48000 €
Sistemin ilk yatırım maliyeti (I_d)	240000 €

Çizelge 5.8 Yaz işletmesinde sistemin işletme giderleri

Yıllık servis, bakım, personel ve vergi masrafı (C _{mo})	25000 €/yıl
Yıllık elektrik masrafı (C _{eo})	42750 €/yıl

Bir değere getirilmiş yıllık sermaye maliyeti :

$$I_k = I_d \cdot (1+e)^t$$

$$I_k = 240000 \cdot (1+0,05)^1$$

$$I_k = 252000 \text{ €}$$

$$C_k = 252000 \cdot \left[\frac{0,08 \cdot (1+0,08)^{12}}{(1+0,08)^{12} - 1} \right]$$

$$C_k = 33440 \text{ €/yıl}$$

$$C_k = \frac{\sum_{t=0}^{12} 33440 \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^n (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_k = 33440 \text{ €/yıl}$$

$$C_k = \frac{33440}{2680.3600} = 0,00347 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık bakım ve personel maliyeti :

$$C_{m(t)} = C_{mo} \cdot (1+e_m)^t$$

$$C_{m(t)} = 25000 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_m = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_k(t) \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_m = 35990 \text{ €/yıl}$$

$$C_m = \frac{35990}{2680.3600} = 0,00373 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık elektrik maliyeti :

$$C_{e(t)} = C_{eo} \cdot (1+e_e)^t$$

$$C_{e(t)} = 42750 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_e = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_e(t) \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_e = 61543 \text{ €/yıl}$$

$$C_e = \frac{61543}{2680.3600} = 0,0064 \text{ €/s}$$

Sistemin termoekonomik faktörü :

$$\dot{Z} = 0,00347 + 0,00373 = 0,0072 \text{ €/s}$$

$$\dot{C}_f = \dot{C}_{34} + \dot{C}_{51}$$

$$\dot{C}_f = 0,0064 \text{ €/s}$$

$$\dot{E}_f = \dot{E}_{34} + \dot{E}_{51}$$

$$\dot{E}_f = 160,2 + 39,2$$

$$\dot{E}_f = 199,4 \text{ kJ/s}$$

$$c_f = \frac{0,0064}{199,4} = 3,21 \cdot 10^{-5} \text{ €/kJ}$$

$$f = \frac{0,0072}{0,0072 + (3,21 \cdot 10^{-5} \cdot 169,954)}$$

$$f = 0,569$$



6. KOJENERASYONLU SİSTEMİN TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Kuluçkahanenin kış mevsiminde elektrik tüketimi 750 kW, ısıtma yükü 1117 kW'tır. Yaz mevsiminde ise işletmenin elektrik tüketimi 770 kW, soğutma yükü 456 kW'tır. Kuluçkahanenin kış mevsiminde klima santrallerinde kullanılmak üzere 90°C sıcak suya ihtiyacı vardır. Kojenerasyon sisteminde atık ısı olarak 30°C'de ılık su, 90°C'de sıcak su ve 7 bar basıncında buhar elde edilmektedir. 30°C'deki ılık suya ihtiyaç olmadığından dolayı bu su kullanılmaktadır. 90°C'deki su ve 7 bar basıncındaki buharın tesiste kullanılması sözkonusudur. Buhardan, kullanılan eşanjör vasıtası ile 90°C'de sıcak su elde edilmektedir. Fakat elde edilen sıcak su miktarı tesisin ısıl ihtiyacını karşılamamaktadır. Dolayısıyla 355 kW kapasitede bir yardımcı kazan kullanılması söz konusudur. Kuluçkahanenin soğutma ihtiyacı bir adet absorpsiyonlu chiller tarafından karşılanmaktadır. Bu chillerde, kojenerasyon sisteminden elde edilen 7 bar basıncındaki buhar kullanılmaktadır. Sistemde Caterpillar marka gaz motoru kullanılmıştır. Gaz motorlu kojenerasyon sistemleri daha düşük sıcaklıkta ve kütlede atık ısı sağlamakta ve çok çeşitli güçlerde üretilmektedir. Tesisin düşük sıcaklıkta ısıya ihtiyacı olması gaz motorlu kojenerasyon sistemi kullanılmasının başlıca sebebidir.

Veriler :

* Model	G 3512
* Elektrik gücü	770 ekW
* Mekanik güç	803 bkW
* Ham su sıcaklığı	70°C
* Kullanılan sıcak su sıcaklığı	90°C
* Ilık su sıcaklığı	30°C
* Kullanılan buhar basıncı	7 bar
* Kazan besisi suyu sıcaklığı	102°C
* Egzoz gazı sıcaklığı	493°C
* Egzozun kazandan çıkış sıcaklığı	185°C
* Egzoz gazı debisi	1,303 kg/s
* Doğalgazın birim fiyatı	0,18 €/m ³

* Elektriğin birim fiyatı	0,08 €/kWh
* Suyun birim fiyatı	1,75 €/m ³
* Faiz oranı	i = %8
* Minimum geri dönüş oranı	r = %6
* Eskalasyon oranı	e = %5
* Tesisin ömrü	n = 12 yıl
* İnşaat süresi	t = 1 yıl

Kojenerasyon sisteminde üretilen ve tesiste kullanılan ısılar çizelge 6.1'de özetlenmiştir.

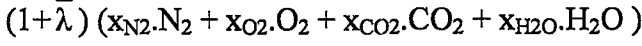
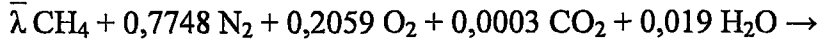
Çizelge 6.1 Kojenerasyon sisteminde üretilen ve tesiste kullanılan ısılar

SİSTEMDE ÜRETİLEN ISILAR				
	Hava soğ. ısısı	Blok soğ. ısısı	Egzoz ısısı	Toplam
(kW)	142	360	738	1240
SİSTEMDE ÜRETİLEN				
	30°C ılık su	90°C sıcak su	7 bar buhar	Toplam
Birim (kW)	138	349	413	900
Miktar (kg/s)	3,297	4,169	0,176	
TESİSTE KULLANILAN				
	30°C ılık su	90°C sıcak su	7 bar buhar	Toplam
Birim (kW)	0	349	413	762
Miktar (kg/s)	0	4,169	0,176	

6.1 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin ekserji analizi

Sisteme ait akış şeması şekil 6.1'de verilmiştir.

Gaz motorunda gerçekleşen yanma işleminin kimyasal denklemi :



$$x_{\text{N}_2} = \frac{0,7748}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$x_{\text{O}_2} = \frac{0,2059 - 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$x_{\text{CO}_2} = \frac{0,0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$x_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,019 + 2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_{\text{yakı}}}{\dot{n}_{\text{hava}}}$$

$$1 + \bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_{\text{egzozgazı}}}{\dot{n}_{\text{hava}}}$$

Reaksiyona giren havanın entalpisi (\bar{h}_{hava}) :

Reaksiyona giren havanın entalpisi bölüm 5.1'de hesaplandığı gibidir.

$$\bar{h}_{\text{hava}} = -4712,64 \text{ kJ/kmol}$$

Yakıtın entalpisi (\bar{h}_y) :

$$\bar{h}_y = -74850 \text{ kJ/kmol}$$

Egzoz gazı entalpisi (\bar{h}_{eg}) :

Egzoz gazları sıcaklığı 493°C , basıncı ise 1,013 bar'dır.

Egzoz gazlarının 493°C'deki entalpileri ;

$$\bar{h}_{N_2} = 13978 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{O_2} = 14697 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{CO_2} = - 372444 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{H_2O} = - 225136 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{eg} = \frac{0,7748 \cdot \bar{h}_{N_2} + (0,2059 - 2\bar{\lambda}) \cdot \bar{h}_{O_2} + (0,0003 + \bar{\lambda}) \cdot \bar{h}_{CO_2} + (0,019 + 2\bar{\lambda}) \cdot \bar{h}_{H_2O}}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$\bar{h}_{eg} = \frac{0,7748 \cdot 13978 + (0,2059 - 2\bar{\lambda}) \cdot 14697 + (0,0003 + \bar{\lambda}) \cdot (-372444) + (0,019 + 2\bar{\lambda}) \cdot (-225136)}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$\bar{h}_{eg} = \frac{-852110\bar{\lambda} + 9466}{1 + \bar{\lambda}}$$

Yakıt debisi (\dot{m}_y) :

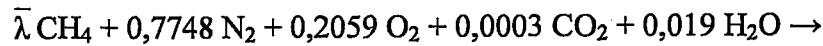
Motorun mekanik gücü 803 kW

Hava soğutma ısısı 142 kW

Blok soğutma ısısı 360 kW

Radyasyonla atmosfere verilen ısı 80 kW

Egzoz gazlarının debisi 1,303 kg/s'dir. Buna göre egzoz gazlarının mol miktarı aşağıdaki gibi bulunur :



$$(1 + \bar{\lambda}) (x_{N_2} \cdot N_2 + x_{O_2} \cdot O_2 + x_{CO_2} \cdot CO_2 + x_{H_2O} \cdot H_2O)$$

$$M_{eg} = 0,7748 \cdot 28,013 + (0,2059 - 2\bar{\lambda}) \cdot 31,999 + (0,0003 + \bar{\lambda}) \cdot 44,01 + (0,019 + 2\bar{\lambda}) \cdot 18,015$$

$$M_{eg} = 28,648 + 16,042 \cdot \bar{\lambda}$$

$$\dot{n} = \frac{\dot{m}}{M}$$

$$\dot{n}_{eg} = \frac{1,303}{28,648 + 16,043\lambda}$$

Gaz motoru için termodinamiğin 1. yasası aşağıdaki gibi yazılır :

$$-360-142-80-803 = \dot{n}_{bg} \cdot \bar{h}_{bg} - \dot{n}_y \cdot \bar{h}_y - \dot{n}_h \cdot \bar{h}_h$$

$$-1385 = \frac{\dot{n}_{bg} \cdot (-852110\bar{\lambda} + 9466)}{1 + \bar{\lambda}} - \dot{n}_y \cdot (-74850) - \dot{n}_h \cdot (-4712,64)$$

$$\bar{\lambda} = 0,06125$$

$$\dot{n}_{eg} = \frac{1,303}{28,648 + 16,043 \cdot 0,06125}$$

$$\dot{n}_{eg} = 0,04397 \text{ kmol/s}$$

$$\dot{n}_y = \frac{\dot{n}_{eg} \cdot \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$\dot{n}_y = \frac{0,04397 \cdot 0,06125}{1 + 0,06125}$$

$$\dot{n}_y = 0,00258 \text{ kmol/s}$$

$$\dot{m}_y = 0,00258 \cdot 16,043 = 0,0414 \text{ kg/s}$$

Reaksiyona giren havanın debisi (\dot{m}_h) :

Kütlenin korunumu yasasına göre kazana giren yakıt ve hava kütlesi toplamı, kazandan atılan baca gazları kütlesine eşittir.

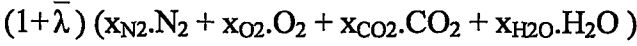
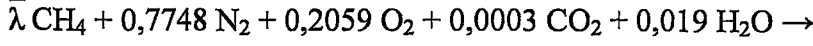
$$\dot{m}_{eg} = \dot{m}_y + \dot{m}_h$$

$$\dot{m}_h = 1,303 - 0,0414 = 1,2616 \text{ kg/s}$$

Yardımcı kazana giren yakıt ve hava debisi (\dot{m}_y , \dot{m}_h) :

Sistemde kullanılan yardımcı kazanın kapasitesi 355 kW'tır. Baca gazları sıcaklığı 121°C, debisi ise 0,2432 kg/s olarak cihaz kataloğundan okunmuştur. Kazandaki kayıp %5'tir.

Kazanda gerçekleşen yanma işleminin kimyasal denklemi :



$$\bar{h}_{\text{hava}} = -4712,64 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_y = -74850 \text{ kJ/kmol}$$

Baca gazlarının 121°C'deki entalpileri ;

$$\bar{h}_{\text{N}_2} = 2795 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{\text{O}_2} = 2848 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{\text{CO}_2} = -389759 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} = -238573 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_{\text{bg}} = \frac{0,7748 \cdot \bar{h}_{\text{N}_2} + (0,2059 - 2\bar{\lambda}) \cdot \bar{h}_{\text{O}_2} + (0,0003 + \bar{\lambda}) \cdot \bar{h}_{\text{CO}_2} + (0,019 + 2\bar{\lambda}) \cdot \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}}}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$\bar{h}_{\text{bg}} = \frac{0,7748 \cdot 2795 + (0,2059 - 2\bar{\lambda}) \cdot 2848 + (0,0003 + \bar{\lambda}) \cdot -389759 + (0,019 + 2\bar{\lambda}) \cdot -238573}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$\bar{h}_{\text{bg}} = \frac{-872601\bar{\lambda} - 1898}{1 + \bar{\lambda}}$$

Baca gazlarının mol miktarı aşağıdaki gibi bulunur :

$$M_{\text{bg}} = 0,7748 \cdot 28,013 + (0,2059 - 2\bar{\lambda}) \cdot 31,999 + (0,0003 + \bar{\lambda}) \cdot 44,01 + (0,019 + 2\bar{\lambda}) \cdot 18,015$$

$$M_{\text{bg}} = 28,648 + 16,042 \cdot \bar{\lambda}$$

$$\dot{n}_{\text{bg}} = \frac{0,2432}{28,648 + 16,043\bar{\lambda}}$$

Kazan için termodinamiğin 1. yasası aşağıdaki gibi yazılır :

$$\dot{Q}_t = \dot{n}_{bg} \cdot \bar{h}_{bg} - \dot{n}_y \cdot \bar{h}_y - \dot{n}_h \cdot \bar{h}_h - 0,05 \cdot H_u \cdot \dot{n}_y$$

$$355 = \frac{\dot{n}_{bg} \cdot (-872601\bar{\lambda} - 1898)}{1 + \bar{\lambda}} - \dot{n}_y \cdot (-74850) - \dot{n}_h \cdot (-4712,64) - 0,05 \cdot 802361 \cdot \dot{n}_y$$

$$\bar{\lambda} = 0,0579$$

$$\dot{n}_{bg} = \frac{0,2432}{28,648 + 16,043 \cdot 0,0579}$$

$$\dot{n}_{bg} = 0,0082 \text{ kmol/s}$$

$$\dot{n}_y = \frac{\dot{n}_{bg} \cdot \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

$$\dot{n}_y = \frac{0,0082 \cdot 0,0579}{1 + 0,0579}$$

$$\dot{n}_y = 0,000449 \text{ kmol/s}$$

$$\dot{m}_y = 0,000449 \cdot 16,043 = 0,0072 \text{ kg/s}$$

Reaksiyona giren havanın debisi ,

$$\dot{m}_h = 0,2432 - 0,0072 = 0,236 \text{ kg/s}$$

Gaz motoruna yakıt girişi (1 noktası) :

Doğalgazın molar kimyasal ekserjisi

$$\bar{e}^{CH} = 824348 \text{ kJ/kmol}$$

$$\dot{E}_1^{CH} = \dot{m}_1 \cdot \frac{e^{-CH}}{M_{CH_4}}$$

$$\dot{E}_1^{CH} = 0,0414 \cdot \frac{824348}{16,043} = 2128 \text{ kW}$$

Yakıtın fiziksel ekserjisi

$$\dot{E}_1^{PH} = 0$$

$$\dot{E}_1 = \dot{E}_1^{CH} + \dot{E}_1^{PH}$$

$$\dot{E}_1 = 2128 + 0 = 2128 \text{ kW}$$

Gaz motorunda yakıtla reaksiyona girecek hava girişi (2 noktası) :

$$e_2^{CH} = -0,432 \text{ kJ/kg (Bölüm 5.1'de hesaplanmıştır.)}$$

$$\dot{E}_2^{CH} = \dot{m}_h \cdot e_2^{CH}$$

$$\dot{E}_2^{CH} = 1,2616 \cdot -0,432 = -0,545 \text{ kW}$$

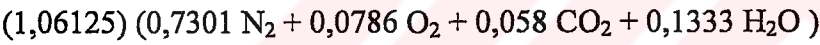
$$\dot{E}_2 = \dot{E}_2^{CH} + \dot{E}_2^{PH}$$

$$\dot{E}_2 = 0 + (-0,545) = -0,545 \text{ kW}$$

Atık ısı kazanından atılan baca gazları (3 noktası) :

Gaz motorundan atılan 1,303 kg/s debisinde ve 493°C sıcaklığındaki egzoz gazları atık ısı kazanına girmektedir. Atık ısı kazanında bu gazların ısısından 7 barda buhar elde edilmektedir. Isısını 102°C'deki kazan besleme suyuna veren egzoz gazları, kazandan 185°C'de atmosfere atılmaktadır.

$\bar{\lambda} = 0,06125$ olarak bulunmuştur. Buna göre yanma denklemi ;



Egzoz gazlarının çiy noktası sıcaklığı ;

$$\frac{P_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})}}{P_{\text{bg}}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})}}{n_{\text{bg}}}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} = \frac{0,1333 \cdot 1,013}{1}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} = 0,135 \text{ bar}$$

Kısmi basıncı 0,149 bar olan su buharının çiy noktası sıcaklığı 51,5°C 'dir. Bu sıcaklık, 25°C'deki atmosfere atılan egzoz gazları içindeki su buharının bir kısmının yoğuştuğunu göstermektedir.

25°C'deki su buharının kısmi basıncı

$$P_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} = 0,0317 \text{ bar}$$

$$n_{\text{N}_2} + n_{\text{O}_2} + n_{\text{CO}_2} = 0,7301 + 0,0786 + 0,058 = 0,8667 \text{ kmol}$$

$$\frac{P_{\text{H}_2\text{O}}}{P_{\text{bg}}} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_{\text{bg}}}$$

$$\frac{0,0317}{1,013} = \frac{n_{\text{H}_2\text{O(g)}}}{n_{\text{H}_2\text{O(g)}} + 0,8667}$$

$$n_{\text{H}_2\text{O(g)}} = 0,028 \text{ kmol}$$

$$n_{\text{H}_2\text{O(g)}} + n_{\text{H}_2\text{O(s)}} = 0,1333 \text{ kmol}$$

$$n_{\text{H}_2\text{O(s)}} = 0,1333 - 0,028 = 0,1053 \text{ kmol}$$

$$\bar{e}_{\text{bg}}^{\text{CH}} = \sum x_k \cdot \bar{e}_k^{\text{CH}} + R \cdot T_0 \cdot \sum x_k \cdot \ln x_k$$

$$n_{\text{N}_2} + n_{\text{O}_2} + n_{\text{CO}_2} + n_{\text{H}_2\text{O(g)}} = 0,7301 + 0,0786 + 0,058 + 0,028 = 0,8947 \text{ kmol}$$

$$x_{\text{N}_2} = \frac{0,7301}{0,8947} = 0,816$$

$$x_{\text{O}_2} = \frac{0,0786}{0,8947} = 0,0879$$

$$x_{\text{CO}_2} = \frac{0,058}{0,8947} = 0,0648$$

$$x_{\text{H}_2\text{O(g)}} = \frac{0,028}{0,8947} = 0,0313$$

$$\bar{e}_{\text{bg}}^{\text{CH}} = 0,816 \cdot (639) + 0,0879 \cdot (3951) + 0,0648 \cdot (14176) + 0,0313 \cdot (8636) + (8,314 \cdot 298,15) \cdot [0,816 \cdot (\ln 0,816) + 0,0879 \cdot (\ln 0,0879) + 0,0648 \cdot (\ln 0,0648) + 0,0313 \cdot (\ln 0,031)]$$

$$\bar{e}_{\text{bg}}^{\text{CH}} = 408,199 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{e}_{\text{H}_2\text{O(s)}}^{\text{CH}} = 45 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{e}_3^{\text{CH}} = n_{\text{bg}} \cdot \bar{e}_{\text{bg}}^{\text{CH}} + n_{\text{H}_2\text{O(s)}} \cdot \bar{e}_{\text{H}_2\text{O(s)}}^{\text{CH}}$$

$$\bar{e}_3^{\text{CH}} = 0,8947 \cdot 408,199 + 0,1053 \cdot 45$$

$$\bar{e}_3^{\text{CH}} = 369,954 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_3^{\text{CH}} = \frac{\bar{e}_3^{\text{CH}}}{M}$$

$$e_3^{\text{CH}} = \frac{369,954}{27,92} = 13,25 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_3^{\text{CH}} = \dot{m}_{\text{bg}} \cdot e_3^{\text{CH}}$$

$$\dot{E}_3^{\text{CH}} = 1,303 \cdot 13,25 = 17,264 \text{ kW}$$

$$\bar{h}_{\text{eg}} = 0,7301 \bar{h}_{\text{N}_2} + 0,0786 \bar{h}_{\text{O}_2} + 0,058 \bar{h}_{\text{CO}_2} + 0,1333 \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})}$$

$$\bar{h}_{\text{eg}} = 0,7301 \cdot 4671 + 0,0786 \cdot 4784 + 0,058 \cdot -387055 + 0,1333 \cdot -236366$$

$$\bar{h}_{\text{eg}} = -50171 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{h}_0 = 0,7301 \bar{h}_{\text{N}_2} + 0,0786 \bar{h}_{\text{O}_2} + 0,058 \bar{h}_{\text{CO}_2} + 0,028 \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} + 0,1053 \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}(\text{s})}$$

$$\bar{h}_0 = 0,7301 \cdot 0 + 0,0786 \cdot 0 + 0,058 \cdot -393520 + 0,028 \cdot -241856 + 0,1053 \cdot -285829$$

$$\bar{h}_0 = -59694 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{s}_k(T, P_k) = \bar{s}_k^\circ(T, P_0) - \bar{R} \cdot \ln(x_k \cdot P / P_0)$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = 191,516 - 8,314 \cdot \ln(0,816 \cdot 1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = 193,207 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = 205,047 - 8,314 \cdot \ln(0,0879 \cdot 1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = 225,263 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = 213,702 - 8,314 \cdot \ln(0,0648 \cdot 1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = 236,453 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} = 188,736 - 8,314 \cdot \ln(0,0313 \cdot 1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} = 217,537 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}(\text{s})} = 69,948 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_0 = 0,7301 \bar{s}_{\text{N}_2} + 0,0786 \bar{s}_{\text{O}_2} + 0,058 \bar{s}_{\text{CO}_2} + 0,028 \bar{s}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} + 0,1053 \bar{s}_{\text{H}_2\text{O}(\text{s})}$$

$$\bar{s}_0 = 0,7301 \cdot 193,207 + 0,0786 \cdot 225,263 + 0,058 \cdot 236,453 + 0,028 \cdot 217,537 + 0,1053 \cdot 69,948$$

$$\bar{s}_0 = 185,937 \text{ kJ/kmol K}$$

185°C sıcaklığında ve 1,013 bar basınçtaki egzoz gazlarına ait mutlak entropi değerleri;

$$s^{\circ}_{\text{N}_2} = 204,041 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{O}_2} = 217,881 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{CO}_2} = 230,954 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}^{\circ}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} = 203,344 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = 204,041 - 8,314 \cdot \ln(0,7301 \cdot 1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{N}_2} = 206,656 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = 217,881 - 8,314 \cdot \ln(0,0786 \cdot 1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{O}_2} = 239,027 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = 230,954 - 8,314 \cdot \ln(0,058 \cdot 1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{CO}_2} = 254,627 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} = 203,344 - 8,314 \cdot \ln(0,1333 \cdot 1/1)$$

$$\bar{s}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})} = 220,098 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{s}_3 = 0,7301 \bar{s}_{\text{N}_2} + 0,0786 \bar{s}_{\text{O}_2} + 0,058 \bar{s}_{\text{CO}_2} + 0,1333 \bar{s}_{\text{H}_2\text{O}(\text{g})}$$

$$\bar{s}_3 = 0,7301 \cdot 206,656 + 0,0786 \cdot 239,027 + 0,058 \cdot 254,627 + 0,1333 \cdot 220,098$$

$$\bar{s}_3 = 213,775 \text{ kJ/kmol K}$$

$$\bar{e}_3^{\text{PH}} = \bar{h}_3 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_3 - \bar{s}_0)$$

$$\bar{e}_3^{\text{PH}} = -50171 - (-59694) - 298,15 \cdot (213,775 - 185,937)$$

$$\bar{e}_3^{\text{PH}} = 1223,1 \text{ kJ/kmol K}$$

$$e_3^{\text{PH}} = \bar{e}_3^{\text{CH}} / M$$

$$e_3^{\text{PH}} = 1223,1 / 27,92 = 43,81 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_3^{\text{PH}} = \dot{m}_3 \cdot e_3^{\text{PH}}$$

$$\dot{E}_3^{\text{PH}} = 1,303 \cdot 43,81 = 57,1 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_3 = \dot{E}_3^{\text{CH}} + \dot{E}_3^{\text{PH}}$$

$$\dot{E}_3 = 17,264 + 57,1 = 74,364 \text{ kW}$$

Üretilen elektrik (4 noktası) :

Üretilen elektrik 770 kW'tır.

$$\dot{E}_4 = 770 \text{ kW}$$

Kojenerasyon sistemi sıcak su giriş/çıkışı (5 ve 6 noktası) :

Kurulan kojenerasyon sisteminde 349 kW kapasitede 90°C su, 413 kW kapasitede 7 bar buhar elde edilmektedir. Daha sonraki aşamada 7 bar buhardan 90°C sıcak su eldesi söz konusudur.

$$Q_t = 349 + 413 = 762 \text{ kW} = 655320 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \frac{Q_t}{c_p \cdot \Delta t \cdot 3600} = \frac{655320}{1.20 \cdot 3600} = 9,102 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}_5^{PH} = \dot{E}_5 = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_0 - T_0(s_5 - s_0))$$

$$\dot{E}_5^{PH} = \dot{E}_5 = 9,102 \cdot (376,92 - 104,89 - 298,15 \cdot (1,193 - 0,367))$$

$$\dot{E}_5^{PH} = \dot{E}_5 = 236,893 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_6^{PH} = \dot{E}_6 = 9,102 \cdot (292,98 - 104,89 - 298,15 \cdot (0,955 - 0,367))$$

$$\dot{E}_6^{PH} = \dot{E}_6 = 117,66 \text{ kW}$$

Yardımcı kazana yakıt girişi (7 noktası) :

$$\dot{E}_7^{CH} = \dot{m}_7 \cdot \frac{e^{-CH}}{M_{CH_4}}$$

$$\dot{E}_7^{CH} = 0,0072 \cdot \frac{824348}{16,043} = 369,96 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_7 = \dot{E}_7^{CH} + \dot{E}_7^{PH}$$

$$\dot{E}_7 = 369,96 + 0 = 369,96 \text{ kW}$$

Yardımcı kazanda yakıtla reaksiyona girecek hava girişi (8 noktası) :

$$e_8^{CH} = -0,432 \text{ kJ/kg (Bölüm 3.1'de hesaplanmıştır.)}$$

$$\dot{E}_8^{CH} = \dot{m}_h \cdot e_8^{CH}$$

$$\dot{E}_8^{CH} = 0,236 \cdot -0,432 = -0,102 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_8 = 0 + (-0,102) = -0,102 \text{ kW}$$

Yardımcı kazandan atılan baca gazları (9 noktası) :

Kazandan atılan baca gazları sıcaklığı 121°C,debisi ise 0,2432 kg/s'dir. $\bar{\lambda} = 0,0579$ olarak bulunmuştur. Buna göre bölüm 5.1'de incelenen kazandan atılan baca gazlarının ekserjisinin hesaplanmasında kullanılan yöntemle, 9 noktasının ekserjisi hesaplanmıştır.

$$\bar{e}_9^{\text{CH}} = 335,68 \text{ kJ/kmol}$$

$$e_9^{\text{CH}} = \frac{\bar{e}_9^{\text{CH}}}{M}$$

$$e_9^{\text{CH}} = \frac{335,68}{29,06} = 12,654 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_9^{\text{CH}} = \dot{m}_{\text{bg}} \cdot e_9^{\text{CH}}$$

$$\dot{E}_9^{\text{CH}} = 0,2432 \cdot 12,654 = 3,08 \text{ kW}$$

$$\bar{e}_9^{\text{PH}} = \bar{h}_9 - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s}_9 - \bar{s}_0)$$

$$\bar{e}_9^{\text{PH}} = -49552 - (-56818) - 298,15 \cdot (209,128 - 186,772)$$

$$\bar{e}_9^{\text{PH}} = 600,56 \text{ kJ/kmol K}$$

$$e_9^{\text{PH}} = 600,56 / 27,96 = 21,48 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{E}_9^{\text{PH}} = \dot{m}_9 \cdot e_9^{\text{PH}}$$

$$\dot{E}_9^{\text{PH}} = 0,2432 \cdot 21,48 = 5,224 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_9 = 3,08 + 5,224 = 8,304 \text{ kW}$$

Yardımcı kazan gidiş/dönüş suyu (10 ve 11 noktası) :

Yardımcı kazanın kapasitesi 355 kW'tır.

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \frac{305300}{1.20.3600}$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = 4,24 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}_{10}^{PH} = \dot{E}_{10} = 4,24 \cdot (376,92 - 104,89 - 298,15 \cdot (1,193 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{10}^{PH} = \dot{E}_{10} = 110,352 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{11}^{PH} = \dot{E}_{11} = 4,24 \cdot (292,98 - 104,89 - 298,15 \cdot (0,955 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{11}^{PH} = \dot{E}_{11} = 54,81 \text{ kW}$$

Çizelge 6.2 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin termodinamik özellikleri ve ekserjileri

No	Akışkan	Debi m kg/s	Basınç P Bar	Sıcaklık t °C	Entalpi h kJ/kg	Entropi s kJ/kg K	Ekserji Ė kJ/s
1	Doğalgaz	0,0414	1,013	25	-4665,59	11,604	2128
2	Hava	1,2616	1,013	25	-164,496	6,955	-0,545
3	Baca gazları	1,303	1,013	185	-50171	213,775	74,364
4	Elektrik	-	-	-	-	-	770
5	Su	9,102	1,013	90	376,92	1,193	236,893
6	Su	9,102	1,013	70	292,98	0,955	117,66
7	Doğalgaz	0,0072	1,013	25	-4665,59	11,604	369,96
8	Hava	0,236	1,013	25	-164,496	6,955	-0,102
9	Baca gazları	0,2432	1,013	121	-49552	209,128	8,304
10	Su	4,24	1,013	90	376,92	1,193	110,352
11	Su	4,24	1,013	70	292,98	0,955	54,81

6.1.1 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin ekserji kaybı

$$\dot{E}_k = \sum_j \dot{E}_{q,j} - \dot{W}_{ev} + \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e$$

Kojenerasyon sistemindeki ekserji kaybı ;

$$\dot{E}_{k, koj} = -\dot{E}_4 + \dot{E}_1 + \dot{E}_2 + \dot{E}_6 - \dot{E}_3 - \dot{E}_5$$

$$\dot{E}_{k, koj} = -770 + 2128 + (-0,545) + 117,66 - 74,364 - 236,893$$

$$\dot{E}_{k, koj} = 1163,858 \text{ kW}$$

Yardımcı kazandaki ekserji kaybı ;

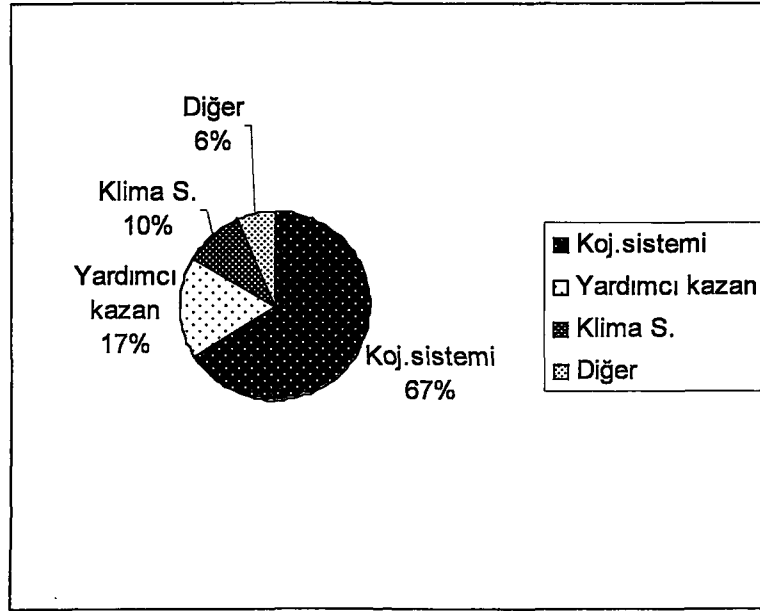
$$\dot{E}_{k, yk} = \dot{E}_7 + \dot{E}_8 + \dot{E}_{11} - \dot{E}_9 - \dot{E}_{10}$$

$$\dot{E}_{k, yk} = 369,96 + (-0,102) + 54,81 - 8,304 - 110,352$$

$$\dot{E}_{k, yk} = 306,012 \text{ kW}$$

Çizelge 6.3 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin bileşenlerinin ekserji kayıpları

Bileşen	Ekserji Kaybı kW	Ekserji Kaybı Oranı %
Kojenerasyon sistemi	1163,86	66,21
Yardımcı kazan	306,012	17,41
Boylar	54,091	3,08
Radyatörler	20,555	1,17
Klima santralleri	176,157	10,02
IGK'lı egzost aspiratörleri	34,627	1,97
Egzost havası	0,168	0,01
Mahal ısı geçişleri	2,310	0,13
Toplam Ekserji Kaybı	1757,78	



Şekil 6.2 Kojenerasyonlu sistem kış işletmesi ekserji kayıp oranları

6.2 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin termoekonomik analizi

Yıllık çalışma saati	5360 h/yıl
Yıllık yakıt tüketimi	1307018 m ³ /yıl
Yıllık elektrik üretimi	4127200 kWh/yıl
Yıllık su tüketimi	2779 m ³ /yıl

Bir değere getirilmiş yıllık sermaye maliyeti :

$$I_k = I_d \cdot (1+e)^t$$

$$I_k = 687000 \cdot (1+0,05)^1$$

$$I_k = 721350 \text{ €}$$

$$C_k = 721350 \cdot \left[\frac{0,08 \cdot (1+0,08)^{12}}{(1+0,08)^{12} - 1} \right]$$

$$C_k = 95720 \text{ €/yıl}$$

$$C_k = \frac{\sum_{t=0}^n C_k(t) \cdot (1+r)^{-t}}{\sum_{t=0}^n (1+r)^{-t}}$$

$$C_k = \frac{\sum_{t=0}^{12} 95720 \cdot (1 + 0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^n (1 + 0,06)^{-t}}$$

$$C_k = 95720 \text{ €/yıl}$$

$$C_k = \frac{95720}{5360.3600} = 0,005 \text{ €/s}$$

Çizelge 6.4 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin ilk yatırım maliyeti

Kojenerasyon sistemi	440000 €
Yardımcı kazan ve eşanjör	15000 €
Boyeler	5000 €
Radyatörler	3000 €
Klima santralleri ve egzost aspiratörleri	56000 €
Hava kanalları ve izolasyonu, menfezler,panjurlar	38000 €
Pompalar	13000 €
Borular, boru izolasyonu ve diğer armatürler	22000 €
Otomatik kontrol tesisatı	17000 €
Diğer ekipmanlar	25000 €
İşçilik	53000 €
Sistemin ilk yatırım maliyeti (I_a)	687000€

Çizelge 6.5 Kış işletmesinde kojenerasyonlu sistemin işletme giderleri ve gelirleri

Yıllık servis, bakım, personel ve vergi masrafı (C _{mo})	85000 €/yıl
Yıllık yakıt masrafı (C _{fo})	235263€/yıl
Yıllık su masrafı (C _{so})	4863 €/yıl

Bir değere getirilmiş yıllık bakım ve personel maliyeti :

$$C_{m(t)} = C_{m_0} \cdot (1+e_m)^t$$

$$C_{m(t)} = 85000 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_m = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_{m(t)} \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_m = 122365 \text{ €/yıl}$$

$$C_m = \frac{122365}{5360.3600} = 0,0063 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık yakıt maliyeti :

$$C_{f(t)} = C_{f_0} \cdot (1+e_f)^t$$

$$C_{f(t)} = 235263 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_f = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_{f(t)} \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_f = 338682 \text{ €/yıl}$$

$$C_f = \frac{338682}{5360.3600} = 0,0176 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık su maliyeti (Nemlendirme suyu) :

$$C_{s(t)} = C_{s_0} \cdot (1+e_s)^t$$

$$C_{s(t)} = 4863 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_s = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_{s(t)} \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_s = 7000 \text{ €/yıl}$$

$$C_s = \frac{7000}{5360.3600} = 0,00036 \text{ €/s}$$

Sistemin termoekonomik faktörü :

$$f = \frac{\dot{Z}}{\dot{Z} + c_f \cdot \dot{E}_k}$$

$$\dot{Z} = \dot{C}_k + \dot{C}_m - \dot{C}_e$$

$$\dot{Z} = 0,005 + 0,0063 = 0,0113 \text{ €/s}$$

$$\dot{C}_f = \dot{C}_1 + \dot{C}_{su}$$

$$\dot{C}_f = 0,0176 + 0,00036$$

$$\dot{C}_f = 0,018 \text{ €/s}$$

$$\dot{E}_f = \dot{E}_1 + \dot{E}_{su}$$

$$\dot{E}_f = 2128 + 0,236$$

$$\dot{E}_f = 2128,24 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{C}_f = c_f \cdot \dot{E}_f$$

$$c_f = \frac{0,018}{2128,24} = 8,46 \cdot 10^{-6} \text{ €/kJ}$$

$$f = \frac{0,0113}{0,0113 + (8,46 \cdot 10^{-6} \cdot 1757,78)}$$

$$f = 0,431$$

6.3 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin ekserji analizi

Sisteme ait akış şeması şekil 6.3'de verilmiştir.

15,16,17 ve 18 noktalarının ekserjileri bölüm 5.1'de hesaplanmış ve çizelge 5.6'ya işlenmiştir.

Absorbsiyonlu soğutma gurubuna buhar girişi/çıkışı (19 ve 20 noktası) :

Absorbsiyonlu soğutma gurubunun kapasitesi 456 kW'tır. Gurubun etkinlik katsayısı 1,1'dir.

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{eva}}}{Q_{\text{ısıtıcı}}} \quad (6.1)$$

$$1,1 = \frac{456}{Q_{\text{ısıtıcı}}}$$

$$Q_{\text{ısıtıcı}} = 415 \text{ kW}$$

Soğutma gurubuna giren 7 bardaki buharın ısı kapasitesi 415 kW'tır. Buharın debisi :

$$Q = m_b \cdot (h_{19} - h_{20}) \quad (6.2)$$

$$415 = m_b \cdot (2763,5 - 421,151)$$

$$m_b = 0,176 \text{ kg/s}$$

$$\dot{E}_{19}^{\text{PH}} = \dot{E}_{19} = \dot{m}_{19} \cdot (h_{19} - h_0 - T_0(s_{19} - s_0))$$

$$\dot{E}_{19}^{\text{PH}} = \dot{E}_{19} = 0,176 \cdot (2763,5 - 104,89 - 298,15 \cdot (6,7114 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{19}^{\text{PH}} = \dot{E}_{19} = 134,881 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{20}^{\text{PH}} = \dot{E}_{20} = 0,176 \cdot (421,151 - 104,89 - 298,15 \cdot (1,335 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{20}^{\text{PH}} = \dot{E}_{20} = 4,89 \text{ kW}$$

Soğutma gurubu tarafından tüketilen elektrik (21 noktası) :

$$\dot{E}_{21} = 6 \text{ kW}$$

Soğutma suyu giriş/çıkışı (22 ve 23 noktası) :

Soğutma suyunu temin etmek için bir adet su soğutma kulesi kullanılmaktadır.

Soğutma suyu giriş sıcaklığı : 31°C

Soğutma suyu çıkış sıcaklığı : 36°C

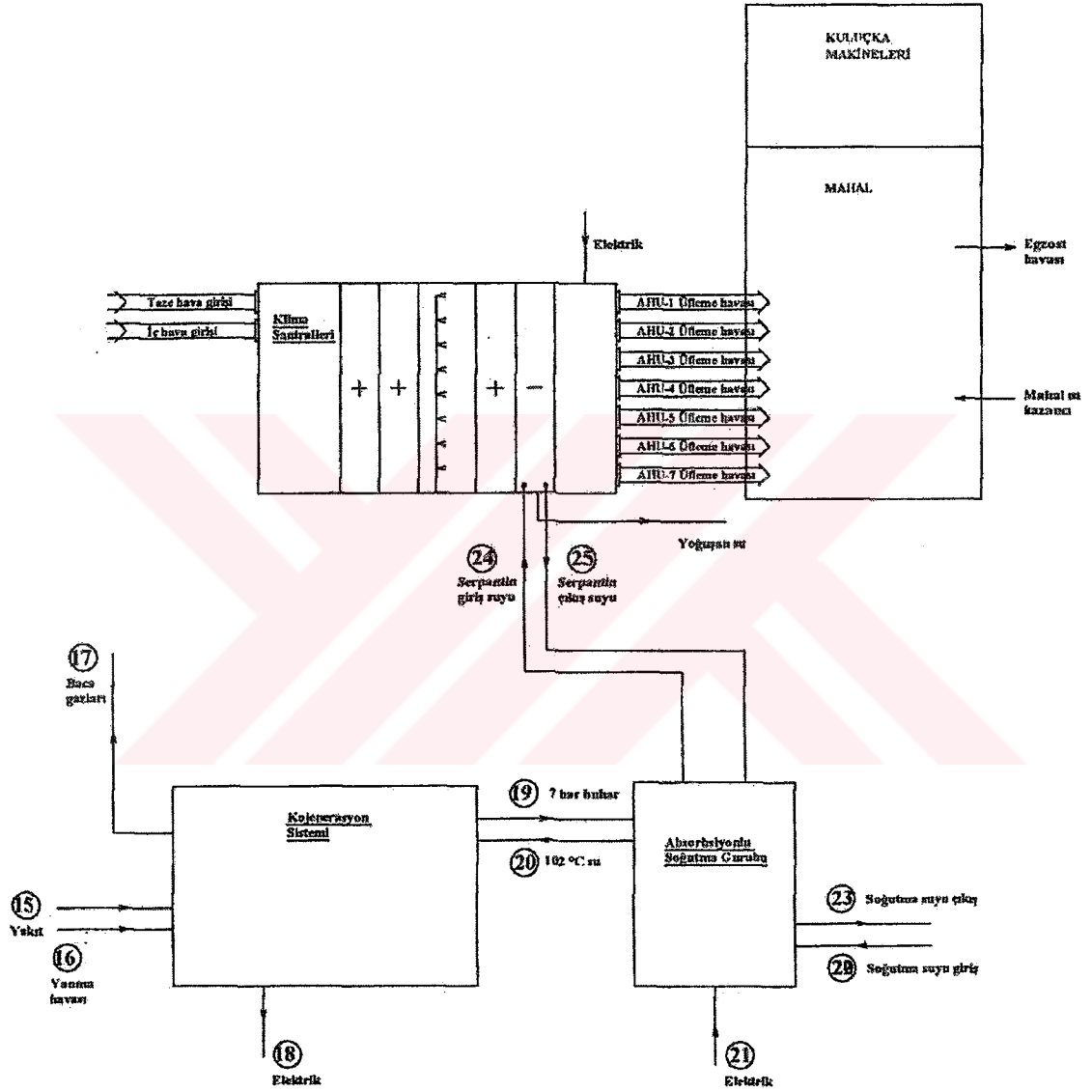
Su debisi : 150,844 m³/h = 41,9 kg/s

$$\dot{E}_{22}^{\text{PH}} = \dot{E}_{22} = 41,9 \cdot (129,968 - 104,89 - 298,15 \cdot (0,4506 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{22}^{\text{PH}} = \dot{E}_{22} = 11,393 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{23}^{\text{PH}} = \dot{E}_{23} = 41,9 \cdot (150,858 - 104,89 - 298,15 \cdot (0,5187 - 0,367))$$

$$\dot{E}_{23}^{\text{PH}} = \dot{E}_{23} = 35,946 \text{ kW}$$



Şekil 6.3 Kojenerasyonlu sistem yaz işletmesi akış şeması

Klima santralleri soğutma serpantini giriş/çıkış suyu (24 ve 25 noktası) :

Bölüm 5.3'te hesaplanmıştır.

$$\dot{E}_{24}^{PH} = \dot{E}_{24} = 21,784. (29,392-104,89-298,15.(0,106-0,367))$$

$$\dot{E}_{24}^{PH} = \dot{E}_{24} = 52,469 \text{ kW}$$

$$\dot{E}_{25}^{PH} = \dot{E}_{25} = 21,784. (50,402-104,89-298,15.(0,18-0,367))$$

$$\dot{E}_{25}^{PH} = \dot{E}_{25} = 27,58 \text{ kW}$$

Çizelge 6.6 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin termodinamik özellikleri ve ekserjileri

No	Akışkan	Debi m kg/s	Basınç P bar	Sıcaklık t °C	Entalpi h kJ/kg	Entropi s kJ/kg K	Ekserji Ė kJ/s
15	Doğalgaz	0,0414	1,013	25	-4665,59	11,604	2128
16	Hava	1,2616	1,013	25	-164,496	6,955	-0,545
17	Baca gazları	1,303	1,013	185	-50171	213,775	74,364
18	Elektrik	-	-	-	-	-	770
19	Buhar	0,176	7	165	2763,5	6,7114	134,881
20	Su	0,176	1,013	102	421,151	1,335	4,89
21	Elektrik	-	-	-	-	-	6
22	Su	41,9	1,013	31	129,968	0,4506	11,393
23	Su	41,9	1,013	36	150,858	0,5187	35,946
24	Su	21,784	1,013	7	29,392	0,106	52,469
25	Su	21,784	1,013	12	50,402	0,18	27,58

6.3.1 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin ekserji kaybı

$$\dot{E}_k = \sum_j \dot{E}_{qj} - \dot{W}_{ev} + \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e$$

Kojenerasyon sistemindeki ekserji kaybı ;

$$\dot{E}_{k, koj} = - \dot{E}_{18} + \dot{E}_{15} + \dot{E}_{16} + \dot{E}_{20} - \dot{E}_{17} - \dot{E}_{19}$$

$$\dot{E}_{k, \text{koj}} = -770 + 2128 + (-0,545) + 4,89 - 74,364 - 134,881$$

$$\dot{E}_{k, \text{koj}} = 1153,1 \text{ kW}$$

Absorbsiyonlu soğutma gurubundaki ekserji kaybı ;

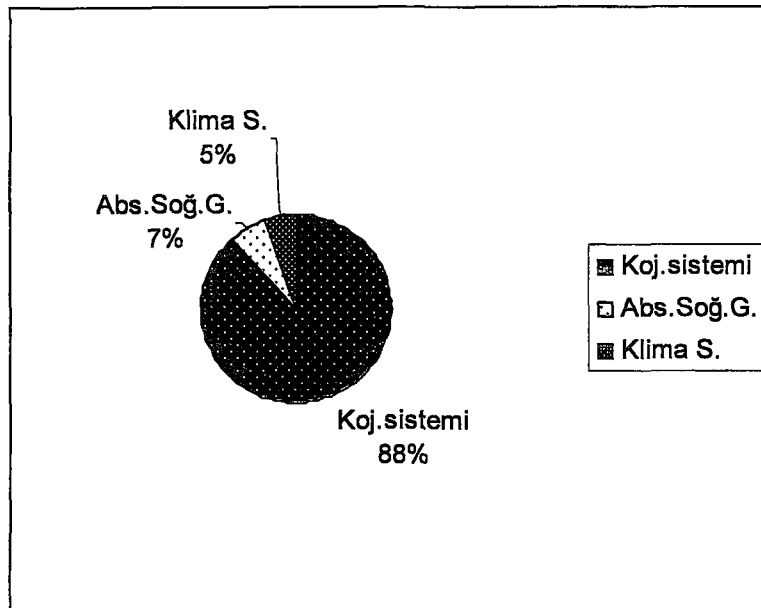
$$\dot{E}_{k, \text{asb}} = -\dot{E}_{21} + \dot{E}_{19} + \dot{E}_{22} + \dot{E}_{25} - \dot{E}_{20} - \dot{E}_{23} - \dot{E}_{24}$$

$$\dot{E}_{k, \text{asb}} = -(-6) + 134,881 + 11,393 + 27,58 - 4,89 - 35,946 - 52,469$$

$$\dot{E}_{k, \text{asb}} = 86,549 \text{ kW}$$

Çizelge 6.7 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin bileşenlerinin ekserji kayıpları

Bileşen	Ekserji Kaybı kW	Ekserji Kaybı Oranı %
Kojenerasyon sistemi	1153,1	88,02
Absorb. soğutma gurubu	86,549	6,61
Klima santralleri	69,121	5,28
Egzost havası	0,6	0,05
Mahal ısı geçişi	0,62	0,05
Toplam Ekserji Kaybı	1310	



Şekil 6.4 Kojenerasyonlu sistem yaz işletmesi ekserji kayıp oranları

6.4 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin termoekonomik analizi

Yıllık çalışma saati 2680 h/yıl

Yıllık yakıt tüketimi 556693 m³/yıl

Çizelge 6.8 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin ilk yatırım maliyeti

Kojenerasyon sistemi	440000 €
Absorbsiyonlu soğutma gurubu ve soğutma kulesi	80000 €
Klima santralleri ve egzost aspiratörleri	50000 €
Hava kanalları ve izolasyonu, menfezler,panjurlar	37000 €
Pompalar	11000 €
Borular, boru izolasyonu ve diğer armatürler	15000 €
Otomatik kontrol tesisatı	15000 €
Diğer ekipmanlar	9000 €
İşçilik	48000 €
Sistemin ilk yatırım maliyeti (I_d)	705000 €

Çizelge 6.9 Yaz işletmesinde kojenerasyonlu sistemin işletme giderleri ve gelirleri

Yıllık servis, bakım, personel ve vergi masrafı (C _{mo})	45000 €/yıl
Yıllık yakıt masrafı (C _{fo})	100205 €/yıl

Bir değere getirilmiş yıllık sermaye maliyeti :

$$I_k = 705000 \cdot (1+0,05)^1$$

$$I_k = 740250 \text{ €}$$

$$C_k = 740250 \cdot \left[\frac{0,08 \cdot (1+0,08)^{12}}{(1+0,08)^{12} - 1} \right]$$

$$C_k = 98228 \text{ €/yıl}$$

$$C_k = \frac{\sum_{t=0}^{12} 98228 \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^n (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_k = 98228 \text{ €/yıl}$$

$$C_k = \frac{98228}{2680.3600} = 0,0102 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık bakım ve personel maliyeti :

$$C_{m(t)} = 45000 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_m = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_{m(t)} \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_m = 64782 \text{ €/yıl}$$

$$C_m = \frac{64782}{2680.3600} = 0,0067 \text{ €/s}$$

Bir değere getirilmiş yıllık yakıt maliyeti :

$$C_{f(t)} = 100205 \cdot (1+0,05)^t$$

$$C_f = \frac{\sum_{t=0}^{12} C_{f(t)} \cdot (1+0,06)^{-t}}{\sum_{t=0}^{12} (1+0,06)^{-t}}$$

$$C_f = 144254 \text{ €/yıl}$$

$$C_f = \frac{144254}{2680.3600} = 0,015 \text{ €/s}$$

Sistemin termoekonomik faktörü :

$$f = \frac{\dot{Z}}{\dot{Z} + c_f \cdot \dot{E}_k}$$

$$\dot{Z} = \dot{C}_k + \dot{C}_m$$

$$\dot{Z} = 0,0102 + 0,0067 - 0,0235 = 0,0169 \text{ €/s}$$

$$\dot{C}_f = 0,015 \text{ €/s}$$

$$\dot{E}_f = \dot{E}_{15}$$

$$\dot{E}_f = 2128 \text{ kj/s}$$

$$\dot{C}_f = c_f \cdot \dot{E}_f$$

$$c_f = \frac{0,015}{2128} = 7,05 \cdot 10^{-6} \text{ €/kj}$$

$$f = \frac{0,0169}{0,0169 + (7,05 \cdot 10^{-6} \cdot 1310)}$$

$$f = 0,647$$



7. SONUÇLAR

Kuluçkahanelerde, kuluçka randımanının iyi olması için gerekli sıcaklık ve nem değerlerinin sağlanması ve havalandırmanın iyi yapılması gerekmektedir. Kullanılan klima santrallerinin %100 taze havalı olması, kuluçkahane için iklimlendirmesi için gerekli olan enerjinin artmasına sebep olmaktadır.

Enerji sistemlerinin verimliliklerinin artırılması için gerekli analizlerin yapılması, önlemlerin alınması ile yapılacak olan enerji tasarrufu çevre kirliliğini ve dışa bağımlılığımızı azaltırken, kaynaklarımızın hızlı tükenmesini de önleyecektir.

Kojenerasyon dünyada yıllardır üzerinde çalışma yapılan ve uygulamaları olan bir konudur. Ülkemizde ise, özellikle son yıllarda bu konu, pratik ve teorik manada gelişmeye başlamıştır. Hem sanayide, hem de konut ısıtmasında gerekli olan elektrik enerjisinin aynı kaynaktan karşılanması ile yapılacak olan enerji tasarrufu geliştirmekte olan ülkemiz için oldukça önemlidir.

Ele aldığımız kuluçkahane iklimlendirme sistemi kış işletmesinde en büyük ekserji kaybı sıcak su kazanından olmaktadır. Kazan ekserji kaybı toplam ekserji kaybının %80'nini oluşturmaktadır. Daha sonra %13,22 ile klima santralleri gelmektedir. Boyler, radyatörler, aspiratörler, egzost havası ve mahal ısı geçişleriyle olan ekserji kayıpları kazan ve klima santrallerine göre daha düşüktür. Sistemin termoeconomik faktörü ise 0,272'dir. Bu değer nispeten küçük bir değerdir. Bu değer, kaybolan ekserji için ödenen bedelin yüksek olduğunu gösterir. Bu yüzden sistemde ekserji kaybının çok olduğu bileşenlerde, özellikle kazanda verim artırma yönüne gidilmelidir.

Yaz işletmesinde ise en büyük ekserji kaybının %58,61 ile soğutma gurubundan olduğu görülmektedir. Soğutma gurubunu %40,67 ile klima santralleri izlemektedir. Egzost havası ve mahal ısı geçişleri ile olan ekserji kaybı oranı oldukça düşüktür. Yaz işletmesinin termoeconomik faktörü 0,569'dur. Bu değer bize sistemin ekserji kaybını azaltmak maksadı ile, bileşenlerin verimliliklerinin artırılması için çeşitli önlemlerin alınıp, yatırım maliyetinin yükseltilmesinin yanlış olduğunu göstermektedir.

İklimlendirme sisteminde kojenerasyon uygulamasını kış işletmesi için ele alırsak en büyük ekserji kaybı %66,21 ile kojenerasyon sisteminden olmaktadır. Daha sonra en çok ekserji kaybı %17,41 ile yardımcı kazandan, %10,02 ile klima santrallerinden olmaktadır. Diğer bileşenlerden olan ekserji kaybı önemsenmeyecek kadar azdır. Sistemin termoeconomik faktörü ise 0,431'dir. Bu değer sistemde bileşenler üzerinde verimlilik artırma yoluna

gidilmesi gerektiğini gösteren bir değerdir. Kojenerasyonsuz kış işletmesi termoekonomik faktörü 0,272 idi. Bu da kojenerasyonsuz sistem bileşenleri üzerinde daha fazla verimlilik artırma çalışmalarının yapılması gerektiğini gösteren bir değerdir.

Kojenerasyon sisteminin kurulduğu yaz işletmesinde ise en büyük kayıp kojenerasyon sisteminden olmaktadır. Bunu daha sonra absorpsiyonlu soğutma gurubu ve klima santralleri izlemektedir. Ama bu bileşenlerden olan kayıplar kojenerasyon sistemine göre çok daha düşüktür. Termoekonomik faktörü 0,647 olarak hesaplanmıştır. Bu da sistemin yatırım maliyetinin yüksek olduğunu, daha fazla yükseltmenin yanlış olduğunu göstermektedir. Bu değer kojenerasyonsuz yaz işletmesi termoekonomik faktörü ile karşılaştırıldığında daha yüksek olduğu görülür. Fakat her iki sistem için de bileşen verimliliğini artırma yöntemi uygun bir yöntem değildir.

Kuluçkahane iklimlendirmesinde kojenerasyon sistemi olsun veya olmasın kış işletmesindeki ekserji kayıplarının yaz işletmesine göre çok daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu yüzden sistem kış işletmesindeki bileşenlerin verimliliklerinin artırılması üzerinde hassasiyetle durulmalıdır.

KAYNAKLAR

- Aybers,N., Şahin,B.,(1995), “ Enerji Maliyeti ” , Yıldız Teknik Üniversitesi Yayını, Yayın no : 299 İstanbul
- Bejan,A., Tsatsaronis,G.,Moran,M., “ Thermal Design and Optimization ”, John Wiley&Sons,INC.
- Boehm,F.R., (1987), “ Design Analysis of Thermal Systems ”, John Wiley&Sons,INC.
- Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., (1996), “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, Literatür Yayıncılık, İstanbul
- Durmayaz,A.,“ Elektrik Enerjisi Üretimi Amaçlı Isıl Güç Tesislerinin Ekserji Analizi ve Önemi ”, TMMOB Makine Mühendisleri Odası 2.Çevre ve Enerji Kongresi, 15-17 Kasım 2001
- Erensayın, C., (2001), “ Yeni Tavukçuluk Bilimi ”, Nobel Yayın.,Ankara.
- İnalı, M. ve Yücel, H., (2002), “Kojenerasyon Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Uygulanabilirliği”, Mühendis ve Makina Dergisi , Mart 2002, 38-44.
- Koçak, T. ve Gülşen O., (1998), “Bölgesel Isıtma ve Kojenerasyon Konferansı Bildiriler Kitabı ”, 24-25 Ekim 1998, İstanbul, 35-58.
- Mauldin, M.J., (1995) “Kuluçkahanede Havalandırma”, Özanaç-Hybro Tavukçuluk Üretim Sanayi ve Ticaret A.Ş. Aylık Bültenler 3, İstanbul.
- Meijerhof, R., (1995) “Kuluçkalık Yumurtaların Muhafazası”, Özanaç-Hybro Tavukçuluk Üretim Sanayi ve Ticaret A.Ş. Aylık Bültenler 3, İstanbul.
- Panzehir,Ö., (2000), “ Kojenerasyon Sistemlerinin Egzost Gazları Isısından Yararlanarak Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Uygulanması ”, YTÜ F.B.E. Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programı Yüksek Lisans Tezi.
- Şenköylü, N., “ Modern Tavuk Üretimi ”
- The Cobb Breeding Company Ltd., (1996), “Cobb Kuluçka Bakım Rehberi”, Bandırma.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 01.01.1978

Doğum yeri Erzurum

Lise 1992-1996 Kadir Has Lisesi

Lisans 1997-2001 Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2001- Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurumlar

2002-2004
2005-

Narmanlı İklimlendirme Sistemleri
Pamsan Klima Havalandırma San.ve Tic.A.Ş.

