

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ATIK ISI GERİ KAZANIM SİSTEMLERİ VE  
EKONOMİK ETÜDÜ**

**Mak.Müh.Gökhan Cemil ŞERABATIR**

F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim Dalında  
hazırlanan

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

Tez Danışmanı : Prof.Dr.İsmail TEKE

İSTANBUL, 1996

**F.B.E. YÜKSEK  
LİSANS MERKEZİ**

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

52564

## İÇİNDEKİLER

### I.BÖLÜM:

1.1.	Dünya genel enerji ihtiyacı .....	1
1.2.	Ülkemizde enerji sarfiyatı .....	3
1.3.	Genel enerji tasarrufu .....	4
1.4.	Atık ısı değerlendirme .....	7
1.4.1.	Atık ısıdan direkt yararlanma sistemleri .....	8
1.4.2.	Atık ısıdan dolaylı yararlanma sistemleri .....	9

### II.BÖLÜM:

2.1.	Isı değiştiriciler yardımıyla atık ısının geri kazanımı .....	10
2.2.	Yüzeyle ısı değiştiricilerin sınıflandırılması..	12
2.3.	Rejeneratörler .....	13
2.3.1.	Sabit kanallı Rejeneratörler .....	13
2.3.2.	Döner Rejeneratörler .....	16
2.3.3.	Rejeneratörlerde toplam ısı geçiş katsayısı ....	22
2.3.4.	Seyitömer Termik Santralında yanma havasının ekzost gazı ile ısıtılması .....	26
2.4.	Rekuperatörler .....	31
2.4.1.	Isı taşınımı ağırlıklı rekuperatörler .....	31
2.4.2.	Isı ışınımı ağırlıklı rekuperatörler .....	34
2.4.3.	Kombine rekuperatörler .....	35
2.4.4.	Rekuperatörlerle sağlanan yakıt tasarrufu .....	35
2.5.	Isı borulu ısı değiştirgeci .....	39
2.6.	Spiral ısı değiştiricileri .....	42
2.7.	Gaz-sıvı ısı değiştirgeçleri .....	44
2.7.1.	Kanatçıklı borulu ısı değiştirgeçleri .....	44
2.7.2.	Atık ısı kazanları .....	45
2.8.	Absorpsiyonlu soğutma .....	48

### III.BÖLÜM:

3.1.	Atık ısının bileşik ısı-güç sistemleri ile geri kazanımı .....	49
3.2.	Bileşik ısı-güç santralleri .....	49
3.3.	Kombine çevrim santrallerinin enerji üretimindeki yeri ve önemi .....	50

#### IV.BÖLÜM:

4.	Frit fırınlarından Atık ısı geri kazanımı .....	61
4.1.	Frit fırını baca gazlarının ısı kapasitesi .....	62
4.2.	Atık ısının fabrikada kullanım alanları .....	66
4.3.	Isı değiştirici hesapları .....	68
4.3.1.	Isı değiştiricinin özellikleri .....	68
4.3.2.	Isı değiştirici Isı transfer katsayısı .....	69
4.4.	Geri kazanım sistemi .....	74



## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1.	Akış şekillerine göre yüzeyli ısı değiştiricileri .....	12
Şekil 2.2.	Sabit kanallı rejeneratör .....	14
Şekil 2.3.	Hava soğutulması için kullanılan rejeneratör	15
Şekil 2.4.	Yüksek sıcaklığa dayanıklı ısı tutucu malzemelerin geometrileri .....	16
Şekil 2.5.	Döner tip hava ısıtıcısı .....	17
Şekil 2.6.	Rejeneratörlerde kullanılan bazı kanal geometrileri .....	18
Şekil 2.7.	Döner tip rejeneratörün dıştan görünüşü ....	19
Şekil 2.8.	Döner tip rejeneratörün tahrik mekanizması .	19
Şekil 2.9.	Döner rejeneratör .....	20
Şekil 2.10.	Döner rejeneratör bağlantı şekilleri .....	21
Şekil 2.11.	A parametresine göre $K/K_0$ $\pi$ değişimi (büyük $\pi$ için) .....	25
Şekil 2.12.	A parametresine göre $K/K_0$ $\pi$ değişimi (küçük $\pi$ için) .....	25
Şekil 2.13.	Termik santral hava ve uçuşu gaz sistemi, yakıt besleme sistemi .....	30
Şekil 2.14.	ısı taşınım ağırlıklı reküperatör .....	33
Şekil 2.15.	Isı ışınlımının esas olduğu reküperatör .....	34
Şekil 2.16.	Konbine reküperatör .....	35
Şekil 2.17.	Reküperatörlerden sağlanabilecek yakıt tasarrufu .....	38
Şekil 2.18.	Termosifon sisteme göre çalışan ısı borusu .	39
Şekil 2.19.	Kılcal sisteme göre çalışan ısı borusu .....	39
Şekil 2.20.	Spiral ısı değiştiricileri .....	42
Şekil 2.21.	Kanatçıklı borulu ısı değiştirici .....	45
Şekil 2.22.	Atık ısı kazanı .....	47
Şekil 2.23.	Absorpsiyonlu soğutma makinası .....	48
Şekil 3.1	Güvenilir üretimlerin gelişimi ve enerji talebi .....	52
Şekil 3.2	Ambarlı K.Ç. santrali akım şeması .....	60

Şekil 4.1.	Rotatif frit fırını .....	61
Şekil 4.2.	Altın Seramik fabrikası LPG Tesisi .....	67
Şekil 4.3.	Isı değiştirici .....	73
Şekil 4.4.	Frit Fırınları Atık Isı Sistemi .....	75



## ÖZET

Günümüzde ülkemiz gibi gelişmekte olan ülkelerde, endüstriyel enerji tüketiminin, yaklaşık dörtte biri, sıcak gazlar ve sıvılar şeklinde atılarak kaybolmaktadır. Bu kayıp, atık ısı geri kazanımı temel tekniklerinin uygulanmasıyla önemli ölçüde azaltılabilir. Enerji fiyatlarındaki artış, atık ısı geri kazanım sistemleri için yapılan yatırımları, karlı ve kısa zamanda kendini geri öder hale getirmiştir.

Bu çalışmada, atık ısı geri kazanımı için kullanılabilir alternatif sistemlerin genel özellikleri verilmiş ve bir seramik fabrikası için bir atık ısı geri kazanım sistemi tasarlanmıştır.

Endüstriyel atık sıvılardan, ısı geri kazanımı için kullanılacak sistemler, (gövde-boru, siral, lamelli ve kapalı boru tipi ısı değiştiricileri) yapı malzemeleri, basınç ve sıcaklık sınırları, akım debisi, basınç düşüşü, kirlenme durumu, temizlenmesi ve tamir edilebilme olanakları gibi, değişik özellikleri incelenmiştir.

## SUMMARY

Today, approximately 25% of industrial energy consumption is lost by wasted and liquid in the developing countries like our country. This waste energy can be reduced by using waste recovery systems increasing of the energy prices have made investments profitable and shorter payback period for the waste heat recovery systems.

There is one application of waste heat recovery system for a seramical factory and general qualifications of the alternative systems for heat recovery is explained and compared to each other.

Heat recovery systems from industrial waste liquids, (shell and tube, spiral, lamellar and closed-tube heat exchangers) have been considered from different view points such as, materials, pressure and limits of temperature, flow-rate, pressure drop, cleaning and repairability.

## I. BÖLÜM

## I.1 DÜNYA GENEL ENERJİ İHTİYACI

İnsan toplulukları enerjiyi farklı biçim ve verimle kullanmışlardır. 1 kg petrol yandığında 10000 kcal verir, aynı miktar doğalgazdan ortalama 8000 kcal, kömerden 7000 kcal ve linyitten 2300 kcal elde edilir. 1 kwh lik elektrik enerjisi 2800 kcal sağlar. Bu nedenle karşılaştırma yapmak için eşdeğerlik birimleri hazırlanmıştır. Kömürün eski üstünlüğü nedeniyle yıllarca karşılaştırma birimi olarak kömür eşdeğer tonu (tec) kullanıldı, hala güncelliğini koruyan hidrokarbonların üstünlüğü nedeniyle birim olarak petrol eşdeğer ton (tep) benimsendi.

20. Yüzyılın başlarına kadar düşük olan enerji gereksinimi (1900 de 770 Mtec), Birinci Dünya Savaşından önce gözle görülür bir şekilde arttı (1913 de 1800 Mtec) sonra bir çeyrek yüzyıl boyunca kararlılığını korudu (1929 da yaklaşık 1900 Mtec, 1937 de 2000 Mtec) 1945 den sonra istem daha hızlı arttı 1950 de yaklaşık 2500 Mtec, 1960 da 4200 Mtec, 1970 de 6800 Mtec, 1975 de 10000 Mtec üstünde (yaklaşık 6500 Mtep) bu tarihten sonra istem hemen hemen kararlılaştı. (Laroussel 1986)

1991 yılında dünyanın tükettiği 7,8 milyar tep enerjinin %39,7 si ham petrolden, %26,9'u katı yakıtlardan, %21,7'si doğalgazdan, %11,5'i elektrikten elde edilmiştir. 2000 yılında 16,58 milyar tep civarında olacağı tahmin edilen dünya enerji tüketiminin ise, %28 kömür, %25 petrol, %22 doğalgaz, %9 nükleer enerji, %8 yenilenebilir enerji ve %6 hidrolik enerji şeklinde dağılacığı öngörülmektedir.

1970 lerdeki petrol kriziyle birlikte tüm dünyada bir enerji krizide ortaya çıkmış olup, bu krizi daha kısa sürede ve daha az zararlarla atlaman gelişmiş ülkeler petrole bağımlılık ve enerji krizlerini azaltmak için "Milli Enerji Politikaları" tesbit etmişler ve bilimsel araştırma ve geliştirme melere öncelik vermişlerdir.

Bu ülkelerin başlattıkları ve devam eden araştırmalarını üç grupta toplamak mümkündür.

- 1.) Enerjinin verimli kullanılması - Enerji tasarrufu
  - Sanayide enerji tasarrufu
  - Yapılarda enerji tasarrufu
  - Günlük hayatta, trafikte, ev iŖlerinde enerji tasarrufu
- 2.) Yeni enerji kaynaklarının araŖtırılması ve faydalanılması
  - GneŖ enerjisi
  - RzĖar enerjisi
  - Jeotermal enerji
  - Gelgit enerjisi
  - Biogaz
  - p yakacaklar vb
- 3.) Enerjinin depo edilmesi ve diğer sistemler
  - Enerjinin depo edilmesi
  - Ŗehir bölge ısıtmaları
  - Kuvvet ısı santralleri
  - Isıtmada kombine sistemler vb

Bu alıŖma ve gayretlerin sonucu olarak, ham pettoln dünya enerji tüketimindeki payının 1973'de %53 iken 1980'de %48'e, 1984'de %43 ve 1985'de ise %40,1 e dŖtĖ anlaŖılmıŖ tır. (Dağsöz 1991)

## 1.2 ÜLKEMİZDE ENERJİ SARFIYATI

Ülkemizin genel enerji talep durumuna bakıldığında sanayileşme, kalkınma ve nüfus artışı ile birlikte, enerji talebimizde hızla arttığı görülmektedir. 1993 yılında 61 milyon ton petrol eşdeğeri (MTEP) olan birincil enerji tüketimimizin 2000 yılında %53 artarak 93 milyon TEP'e ulaşması beklenmektedir. Ülkemizin linyit ve hidrolik kaynaklar açısından oldukça zengindir. Ülkemizde maalesef petrol ve doğalgaz rezervleri çok kısıtlıdır. Petrol ihtiyacının %20 sini, doğalgazın %5 ini yerli kaynaklarla karşılayabiliyoruz. Linyit ve hidrolik kaynaklarımızın tamamının değerlendirilmesi durumunda bile, 2000 li yılların enerji taleplerini karşılamamız mümkün değildir. Öngörülen yıllık %6 lik ekonomik kalkınma hızının gereği olan enerji talebimizin yerli üretim ile karşılanması oranı 2000 yılında %44 civarında olmaktadır. Zaman içinde enerji dengelerini değiştirecek büyük bir gelişim olmazsa 2010 yılında yerli üretimin talebi karşılama oranı %39 lara kadar düşecektir. Talebin yerli üretim potansiyeline nazaran daha hızlı artması, ithalat ihtiyacının artmasına sebep olmaktadır. 2000 yılında gerçekleşecek birincil enerji talebimizin karşılanması için yaklaşık 50 MTEP birincil enerji ithalatı gerekmektedir. 1993 yılında 73,7 milyar kwh olan elektrik ithalatı talebimiz 1995 yılında 87,2 milyar kwh, 2000 yılında 130,4 milyar kwh ve 2010 yılında da 271,5 milyar kwh'e ulaşacaktır. Halen çalışmakta olan ve yeni devreye alınacak santraller ile elektrik enerjisi talebimiz 1997 yılına kadar karşılanacaktır.

Enerji sektöründe yeni bir darboğazın yaşanmaması için 1996 yılından 2010 yılına kadar her yıl 2000-2500 MW gücünde ilave elektrik santraller yapılması gerekmektedir.

(Ateş 1994)

### I.3 GENEL ENERJİ TASARRUFU

Ülkemizde imalat sektörü başta olmak üzere, konut ulaştırma gibi nihai enerji tüketim sektörlerinde enerjinin verimli kullanılmasını temin etmek ve mevcut enerji tasarrufu potansiyelini ekonomimize geri kazandırmak için gerekli çalışmaların yurt düzeyinde yaygın ve etkin bir şekilde yürütülmesi öngörülmüş ve bu amaçla ulusal bir Enerji Tasarrufu Merkezi kurulmuştur.

- Merkez tarafından hazırlanan Enerji Tasarrufu Master Planı'nın gelişen teknolojiler dikkate alınarak her yıl revize edilmesi.

- Merkezin gerekli görülecek yetkiler ile donatılması

- Enerji verimliliği ile ilgili tüm yönetmelik ve standartların gözden geçirilmesi, gerekli görülenlerin revize edilmesi.

- Her türlü beyaz eşya, araçlar, ısıtma ve soğutma ekipmanları ilgili enerji verimliliği standartlarının hazırlanması.

- Enerji tasarrufu sağlayıcı uygulamaları özendirme için gerekli teşviklerin belirlenmesi uygulanması ve sonuçlarının takip edilmesi.

Öngörülen önlemlerden bazılarıdır.

Ülkemizde mevcut enerji tasarrufu potansiyelinin ortaya konması, ne büyüklükte bir kaybın var olduğunun vurgulanması açısından gereklidir. Sektörel olarak tasarruf olanaklarının değişik karakterler göstermesi nedeniyle, her sektörün ayrı olarak ele alınması gerekmektedir.

Ülkemizde sanayi sektörü, Uluslar arası Enerji Ajansı na üye bazı gelişmiş ülkelerle karşılaştırıldığında birim ürün başına enerji tüketimi değerlerinin diğer ülkelere göre oldukça fazla olduğu görülmektedir.

Sanayi sektöründe enerji tasarrufu potansiyeli olanaklarının ortaya çıkarılması, her sektörde ayrıntılı ve yeterli enerji taraması çalışmasının yapılmasını gerektirir Dünya Bankası tarafından, gelişmekte olan ülkelerdeki

çeşitli sanayi sektörlerinde gerçekleştirilen ve ülkemizin atmıştan fazla enerji yoğun sanayi tesisinde yürütülen çalışmalar sonucu elde edilmiş olan enerji tasarrufu potansiyelleri tesbitleri esas alınarak, kısa vadeli düşük yatırımlı ve uzun vadeli büyük çaplı yatırım gerektiren önlemler tesbit edilmiştir.

İşte bu önlemler gözönüne alınarak sanayi sektöründe 605 milyon dolar karşılığı minimum 2,7 milyon TEP ile 1 milyon dolar karşılığı maksimum 4,7 milyon TEP arasında enerji tasarrufu potansiyeli olduğu hesaplanmıştır. Ortalama olarak ifade ettiğimiz yılda 800 milyon dolar karşılığı 3,7 milyon TEP yani %24 enerji tasarrufu potansiyeli mümkün görülmektedir.

Bina sektörüne gelince, toplam nihai tüketimdeki payı %36 civarında olan bu sektörde enerji tüketiminin %90'ı ısıtma ve sıcak su amaçlı olarak, %10'u ise elektrik enerjisi olarak tüketilmektedir.

Binalarda yalıtım işletmelerinin sağlayacağı tasarruf potansiyellerinin yanı sıra, mevcut tüm binaların soba ve kalorifer gibi ısıtma sistemlerinde iyi işletme ve verimli ısıtma sistemlerinin kullanılmasından gelebilecek tasarruf potansiyelleri ve ayrıca verimli kullanılacak elektrikli cihazlar ve aydınlatma sistemlerinin getireceği potansiyeller göz önüne alınırsa, ülkemizde bina sektöründe geri kazanılabilecek tasarruf potansiyelinin yılda yaklaşık 1,1 milyar dolar karşılığında 4,7 milyon TEP olduğu tesbit edilmiştir.

Ulaşım sektörü 10 milyon ton petrol eşdeğeri enerji tüketimi ile ülkemiz nihai enerji tüketiminin yaklaşık beşte birinin gerçekleştiği bir sektördür.

Yine bu sektörümüzde enerji tüketiminin %99'dan fazla sını petrol ürünleri teşkil etmektedir. Yani, enerji açısından tamamen ithal kaynağa bağımlıdır ve ülkemizde kullanılan petrolün %35'i bu sektörde tüketilmektedir.

Ülkemizde toplam taşımacılığın büyük bir kısmı kara ulaştırma sistemleri ile yapılmaktadır ve karayolu yolcu

taşımacılığında %94,7 yük taşımacılığında %80 gibi önemli bir paya sahiptir.

Ulaştırma sektörü için tüm filonun yakıt tüketiminde sağlanabilecek verimlilik artışı yaklaşık %27 olarak hesaplanmıştır.

Ülkemiz petrol tüketiminin %35'i ulaştırma sektöründe ve bunun da %91,2'nin karayolunda gerçekleştiği düşünülürse %27 verimlilik artışı karşılığı 2,2 MTEP olan tasarruf potansiyeli mevcuttur. Bunun ise ülkeye sağlayacağı yarar yıllık 206 milyon dolar civarındadır.

Sonuç olarak, sektörel enerji tüketim verileri ele alınarak yapılan detaylı analiz ve potansiyel imkanlarının belirlenmesi çalışmaları ile ortalama olarak sanayi sektöründe yılda 800 milyon dolar olan 3,7 milyon TEP, bina sektöründe 1,1 milyar dolar olan 4,7 milyon TEP, ulaşım sektöründe 206 milyon dolar olan 2,2 milyon TEP enerji olmak üzere toplam yaklaşık 2,1 milyar dolar karşılığı olan 10,6 milyon TEP yıllık enerji tasarrufu belirlenmiştir.

(Ateş 1994)

#### 1.4 ATIK ISI DEĞERLENDİRME

Atık ısı herhangi bir üretim işleminden çıkan ve çevre sıcaklığının yeter derecede üzerinde bulunan ısının geri kazanılması mümkün olan kısmıdır.

Atık ısı sıcaklık derecelerine göre sınıflandırılabilir

- 650 C nin üzerinde yüksek sıcaklıkta atık ısı
- 120-650 C arası orta sıcaklıkta atık ısı
- 120 C nin altında düşük sıcaklıkta atık ısı olarak

kabul edilebilir.

Yüksek ve orta sıcaklıkta atık ısı buhar eldesinde, elektrik üretiminde veya yanma işlerinde kullanılabilir. Düşük sıcaklıktaki atık ısı ise genellikle hacim ısıtma için uygundur.

Sanayide tüketilen enerjinin yaklaşık yarısı atık ısı olarak atılmaktadır. Amaç mümkün olan en uygun yalıtım önlemlerinin alınmasıyla atık ısının asgariye indirilmesi ve kalanın mümkün olduğu kadar değerlendirilmesi, geri kazanılması olmalıdır.

Atık ısı değerlendirme, sanayi tesislerinde enerji yönetiminin önemli bir boyutudur. Atık ısının kullanılabilmesi yerleri tesbit etmek, uygulanabilecek sistemlerin ekonomik bir değerlendirmesini yapmak gereklidir. Tasarruf potansiyeli fazla olmakla birlikte, geçmişteki ucuz ve bol enerjiden dolayı bu tip uygulamalar, kurulu tesislerde yapılmamıştır. Yüksek ve dahada yükselecek enerji fiyatları ve enerji sıkıntısı göz önünde tutularak tesislerde gerekli incelemeler yapılmalı, alternatifler tesbit edilmeli ve ekonomik olarak yatırımlar yapılmalıdır.

Atık ısının geri kazanılmasının ekonomikliği çeşitli unsurlara bağlıdır.

- Atık ısı için aynı tesiste kullanma yeri olmalıdır.
- Yeter miktarda atık ısı mevcut olmalıdır.
- Atık ısının sıcaklığı çok önemlidir.
- Isı kaynağı ile kullanım yeri arasındaki uzaklığın fazla olması, geri kazanma işlemini gereksiz hale sokabilir.

- Isı geri kazanma sisteminin enerji kullanımını ihmal edilmemelidir.

Atık ısı,geri kazanılmış enerjinin nihai kullanımına görede sınıflandırılabilir.Örneğin yakma işleminde kullanılan hava,sıcak atık gazlarla ısıtıldığında aynı işlemin enerji tüketimi azaltılmış olur.Diğer taraftan,şayet sıcak gazlar başka bir işlemde kullanılacak buhar veya sıcak su eldesi için kullanılırsa bu ikincil bir değerlendirme olarak kabul edilir.Bu halde toplam enerji tüketiminde azalma olma sına rağmen,atık ısının kaynağı olan işlemde bir enerji azalması olmamaktadır.Hatta bazı uygulamalarda bir artışta sözkonusu olabilir.

Atık ısıdan yararlanma sistemleri genel olarak iki ana gurupta incelenebilir.

- Atık ısıdan direkt yararlanma sistemleri.
- Atık ısıdan dolaylı olarak yararlanma sistemleri.

#### 1.4.1 Atık Isıdan Direkt Yararlanma Sistemleri :

Bu yöntemde atık ısıdan herhangi bir ısı değiştirgeci sistemi kullanmaksızın direkt olarak yararlanılır.

Bu tür sistemlere örnek olarak herhangi bir üretim işle minden çıkan atık baca gazları,direkt olarak yanma havası ile karıştırılarak,yanma havasının ön ısıtılmasında kullanılabilir,veya bu baca gazlarından direkt olarak proses hammaddesinin kurutulmasında faydalanılabilir.

Atık ısıdan direkt yararlanma sistemleri diğer atık ısı sistemlerine rağmen hem daha ucuz,hemde uygulaması daha kolaydır.Ancak bu sistemin birçok yerde kullanılabilmesini sınırlayan önemli sakıncalarında vardır.Örneğin baca gazları ile direkt olarak proses hammaddesinin kurutulması sistemi gözönüne alınırsa,baca gazları genellikle bünyesinde kükürt ve rutubet ihtiva ederler.Baca gazları sıcaklığı,kurutma işlemi sırasında,çiğ noktası sıcaklığı altına düşerse,oluşacak asit hem ürünlerin kalitesini kötü yönde etkileyecek hemde baca ve benzeri yüzeylerde korozyona yol açacaktır.

Bu sakıncalardan dolayı atık ısıdan direkt yararlanma metodunun başarı ile uygulanma şansı,prosesten prosese

değişiklik göstermektedir.Bu metod,üretimin etkilenmediği sürece dolayısıyla yalnız korozyon probleminin söz konusu durumlarda,ekonomik açıdan diğer sistemlere tercih edilir.

#### 1.4.2 Atık Isıdan Dolaylı Yararlanma Sistemleri :

Doğrudan kullanımın mümkün olmadığı hallerde,ısı transferini sağlayan çeşitli ısı değiştirici sistemler kullanılabilir.Bu tür sistemlerde geri kazanılan atık ısı aşağıdaki şekillerde değerlendirilebilir.

- 1.) Kazan besleme suyunun veya yanma havasının ön ısıtılması
- 2.) Herhangi bir ısı değiştirgeci ile sıcak su veya sıcak hava ısıtılmasında.
- 3.) Atık ısı kazanları ve buna bağlı ekipman grubu kullanılarak buhar üretimi.
- 4.) Mevcut tesisin herhangi bir yerinde ısı işleme girecek hammadde veya yarı mamül maddelerin ön ısıtılmasında.
- 5.) Gerektiğinde atık ısı tesisleri,ek enerji kaynağı ile takviye edilerek,yüksek basınçtaki buhar eldesi ile bileşik enerji üretim (ısı,güç) santralında kullanımı

(T.S.K.B 1980)

## II.BÖLÜM

## 2.1 ISI DEĞİŞTİRİCİLER YARDIMIYLA ATIK ISININ GERİ KAZANIMI

Bir enerji tesisinde enerji tasarrufu sağlanmasında atılan enerjinin geri kazanılması çok önemlidir ve hatta enerji tasarrufunun özüdür.

Örneğin lastik fabrikasında,dökümhanede tav fırınların da,cam üretiminde,tuğla fabrikasında,vb sanayi tesislerinde atılan sıcak rutubetli hava veya sağlığa zararlı gazların ısı enerjilerini çeşitli cihaz ve yöntemlerle geri kazanarak yakıt tasarrufu sağlanmaktadır.

Burada,atık ısı geri kazanımında kullanılan değişik ısı değiştiricilerin (gaz-gaz,gaz-sıvı,sıvı-sıvı)özellikleri,kullanım alanları incelenecektir.

Endüstriyel ısı değiştiriciler birçok takma ada sahiptir.Örneğin,retüperatör,rejeneratör,atıkısı buhar jeneratörü,yoğuşturucu,ısı tekerleği,sıcaklık ve nem değiştiriciler gibi.Adı ne olursa olsun,bu cihazların temel fonksiyonu ısı transfer etmeleridir.

Enerjinin geri kazanılmasında çok önemli bir elaman olan ısı değiştiricilerinin seçemlerinde kapasite ve işletme şartlarının etkinliği yanında,akışkanların kimyasal özelliklerine uygun malzemedan yapılmış olmalarıda önemlidir.(Dağsöz 1991)

Isı değiştiricileri tek veya çok geçişli,gaz-gaz,sıvı sıvı,sıvı-gaz,paralel akımlı,karşıt akımlı gibi sınıflanabilmektedir.Tek veya çok geçişli terimi ısıtma veya soğutma akışkanının (sıvı veya gaz)ısıtma yüzeye üzerinden bir veya çok geçişini belirtmektedir.Çok geçişli akış şaşırtıcıların kullanımı ile sağlanır.Gaz-gaz,sıvı-gaz,sıvı-sıvı ısı değiştiriciler,akışkanlarda faz değişimi olmayan durumlarda kullanılan terimlerdir.

Endüstriyel fabrikalarda atık ısının geri kazanımında temel yöntemlerden biride,ısı değiştiricilerinin kullanımıdır.Bu sistemlerde kullanılan ısı değiştiricilerde atık ısı ortamı ile ısıyı alan ortam sınırlarla ayrılmış hacimlerde

akarlar (ısıtma yüzeyleri ve dış kısımlar).Fakat bu sınırlarda bulunan ısıtma yüzeyleriyle ısının geçmesini,geri kazanılmasını sağlarlar.İki akımın ayrılmasının nedenleri aşağıdakilerden biri olabilir.

- 1.) İki akım arasında basınç farklılıkları olabilir.İsı değiştiricisinin sınırları bu basınç farklılıklarına göre tasarlanmalıdır
- 2.) Bir çok durumda bir akışkan diğerinde kirletici etki oluşturabilir ve bu nedenle karışmaları istenmez.İsı değiştiricileri bu karışıma engel olur.
- 3.) Atıkısının uzun mesafelere taşınması gerektiğinde bir ara taşıyıcı akışkanın atık ısı akışkanı yerine kullanımı daha uygundur.
- 4.) Belirli tip ısı değiştiricilerinde özellikle ısı teker içinde soğumuş gazlardaki buharlar yoğuşur ve sonra ısıtılmaya başlandığında buharlaşır,bu sonuç olarak nemliliği ve proses kontrolünü,atmosferik hava kirliliğinin azaltımını ve bazı kaynakların korunmasını sağlar

Endüstriyel bir ısı değiştiricisinin belirlenmesinde ısı transfer kapasitesi,akışkanların sıcaklıkları,her bir akışkan devresinde izin verilebilecek basınç düşümleri ve ısı değiştiriciye giren akışkanların özellikleri ve hacimsel debilerin bilinmesi gerekir.Bu değerler ısı değiştiricisinin parametreleridir ve dolayısıyla maliyeti belirleyicidir

Son tasarım,basınç düşümü,ısı değiştiricisi verimliliği ve maliyet üçlüşünün uzlaşımıyla gerçekleştirilecektir.Son tasarımda kararlara yol gösterici sabit maliyetlere karşı bütün sistemin bakım ve işletme giderlerinin karşılaştırılmasıdır,böylelikle toplam maliyetler minimize edilebilecektir.

Bir optimum atık ısı cihazı seçiminde temel parametreler aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- 1.) Atık ısı akışkanının sıcaklığı
- 2.) Atık ısı akışkanının debisi
- 3.) Atık ısı akışkanı için izin verilebilen en düşük sıcaklık değeri.

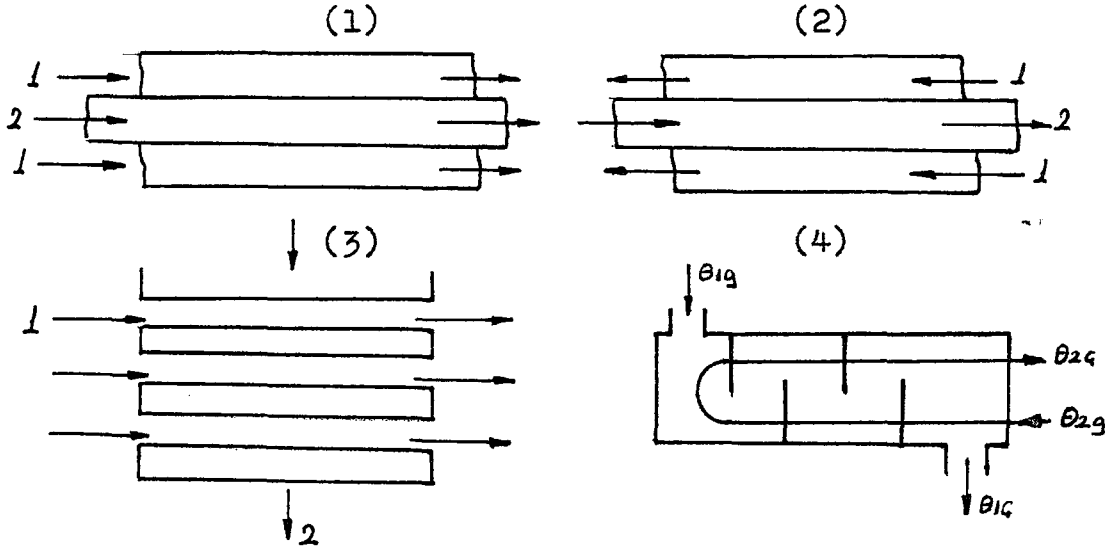
- 4.) Isıtılan akışkanın kimyasal bileşimi.
- 5.) Isıtılan akışkanın izin verilen en son sıcaklığı.
- 6.) Eğer kontrol gerekliyse kontrol sıcaklığı.(Dağ 1994)

## 2.2 YÜZEYLİ ISI DEĞİŞTİRİCİLERİN SINIFLANDIRILMASI

Yüzeyle ısı değiştiricilerini sıcak (ısı veren) ve soğuk (ısı alan) akışkanların birbirine göre izafi akış şekilleri, konstrüksiyon şekilleri veya kullanma yerleri gibi yönlerden sınıflandırmak mümkündür. Fakat ısı değiştiricilerde ısı bilançosu, ısı geçiş yüzeyinin büyüklüğü, her iki akışkanın sıcaklıklarının hesabı için birinci hale göre sınıflandırma en uygundur.

Yüzeyle ısı değiştiricilerini akış şekillerine göre aşağıdaki 4 sınıfta toplamak mümkündür.

- 1.) Her iki akışkanın paralel ve aynı yönde aktıkları ısı değiştiricileri, aynı yönlü paralel akım hali.
- 2.) Her iki akışkanın paralel ve zıt yönde aktıkları ısı değiştiricileri, zıt yönlü paralel akım hali
- 3.) Akış yönlerinin ortogonal olduğu ısı değiştiricileri çapraz akım hali.
- 4.) Çapraz ile aynı ve zıt yönde paralel akış bulunan ısı değiştiricileri, karışık hal.



Şekil (2.1) Akış şekillerine göre yüzeyle ısı değiştiricileri (Dağsöz 1985)

### 2.3 REJENERATÖRLER

İçinden sıra ile arka arkaya sıcak ve soğuk yani ısı veren ve ısı alan akışkanların geçtikleri ısı değiştiricileridir.

Gaz akışkan olarak kullanma gayesine göre genellikle çürük gazlar, baca gazları, azot, hava ve benzeri akışkanlar sözkonusudur. Kanallardan geçen gazların ısıları kanal malzemeleri tarafından yutulur ve sonra geçen gazlara verilir.

Isıyı yutma ve ısı geçişi yönünden kanal malzemesinin seçimi ile geometrileri çok önemlidir.

Periyodik bir şekilde ısı yutan ve geri veren rejeneratörleri çalışma şekline göre

- 1.) Genellikle sadece rejeneratör olarak adlandırılan sabit kanallı rejeneratör.
  - 2.) Döner rejeneratörler
- Olmak üzere iki grupta toplamak mümkündür.

#### 2.3.1 Sabit Kanallı Rejeneratörler :

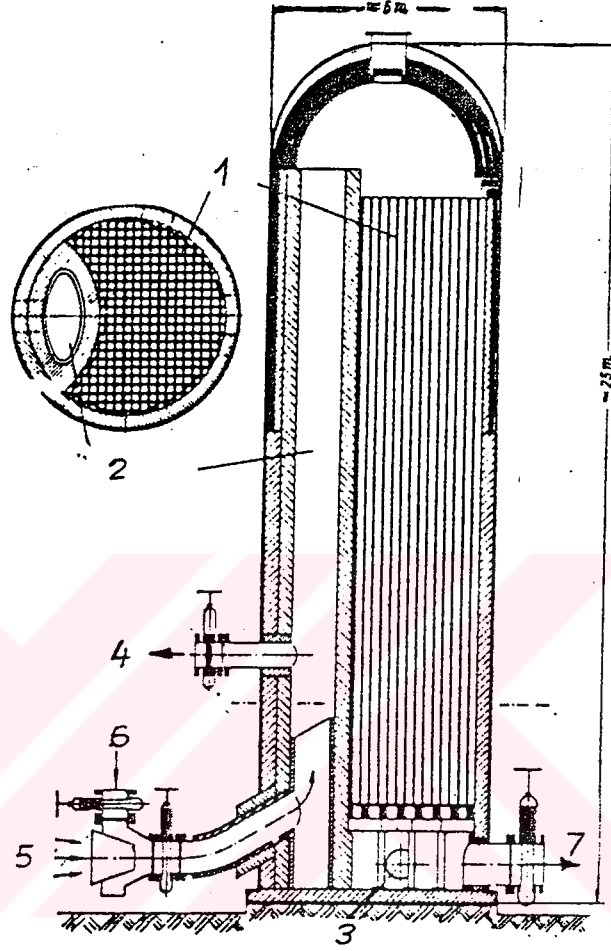
Şekil (2.2) de görülen sabit kanallı rejeneratör tipi genellikle yüksek fırınlarda, Siemens-Martin ocaklarında ve cam fırınlarında olduğu gibi yüksek sıcaklıklardaki gazlar yardımıyla hava ısıtılmasında kullanılır.

Şeklin solunda verilen ısı deposu ateşe dayanıklı malzemedendir.

Yanma kanalından ise sıcak gazlar geçer ve çok yüksek sıcaklıklar elde etmek için ilave yanma yapılır. Bu yüksek sıcaklıktaki gazlar ısı deposu denilen kanalcıklardan yukarıdan aşağı doğru geçerken ısısını yaladığı malzemeye verir, alt kısımdan dışarı çıkar.

Belirli bir süre sonra sıcak gazların geçişi durdurularak, ısınacak soğuk hava ısı deposuna alt kısımdan gönderilir ve sıcak gazların ısıttıkları yüzeyleri yalayarak yutulan ısıyı geri alıp ısınır ve mesela yüksek fırına yanma havası olarak sevk edilirler. Sıcak gazlar ile ısınan

soğuk havanın geçmeleri peşisıra devam eder.

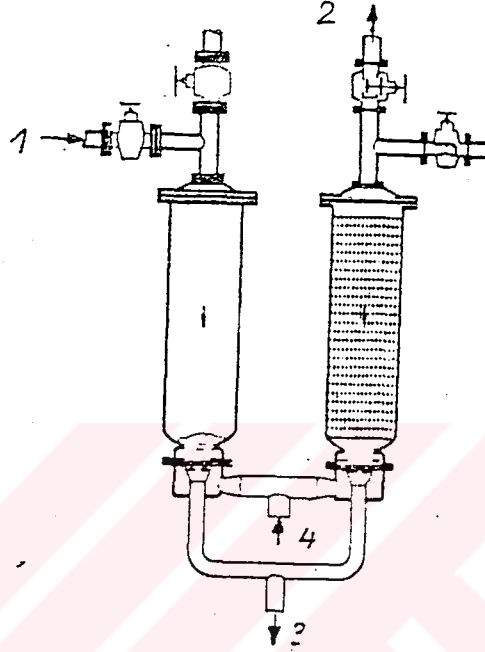


Şekil (2.2) Sabit kanallı rejeneratör

1. Isı yutucu ve verici (deposu)
2. Yanma borusu
3. Soğuk hava girişi
4. Sıcak hava çıkışı
5. Sıcak hava girişi
6. Yanma havası çıkışı
7. Sıcak gaz çıkışı

Şekil (2.3)de ise havanın soğutulması için kullanılan bir rejeneratör tipi görülüyor. Azot gazı geçerken kanalları soğutmakta, üst kısımdaki vanalar birkaç dakikalık

süreler içinde periyodik olarak açılıp kapanarak azotun ve soğuyarak havanın geçişleri ayar edilmektedir. Isı alış verişi olan kanallar gözenekli veya kafesli malzemeden yapılmışlardır. Isı yutucu malzemelerin seçimleri önemlidir



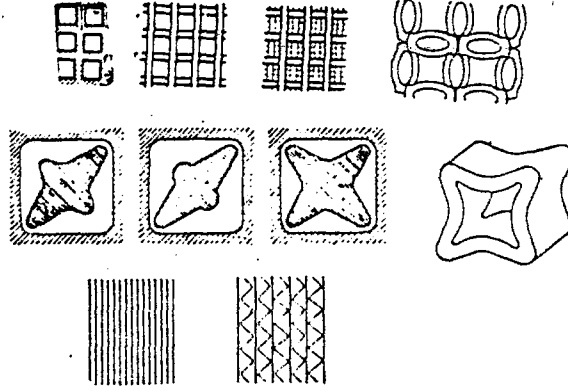
Şekil (2.3) Hava soğutulması için kullanılan rejeneratör

- |               |               |
|---------------|---------------|
| 1.Hava girişi | 3.Hava çıkışı |
| 2.Azot çıkışı | 4.Azot girişi |

Sıcaklığı 1400 C ye kadar çıkan yüksek fırın gazlarının kullanıldıkları rejeneratörlerde ateşe dayanıklı malzemelerden faydalanılır. Ateşe dayanıklı malzemelerin kalınlıkları genellikle 200 mm civarında olup periyodik değişme süreleri 1 ile 2 saat arasında değişir. Kimyasal gayeler için kullanılan rejeneratörlerde yutucu duvar kalınlıkları 50 mm civarında alınır ve periyodik değişme süreleri 15 dakika kadar düşer.

Yüksek sıcaklığa dayanıklı malzemelerin geometrileri şekil (2.4) de görüldüğü gibidir. Kanallardaki kesit daralmalarına ait örnek ise aynı şeklin altında verilmiştir. Bu malzemeler genellikle seramik esaslı olup son zamanlarda

küvarzlı malzemeler kullanılmaya başlanmıştır



Şekil (2.4) Yüksek sıcaklığa dayanıklı ısı tutucu malzemelerin geometrileri

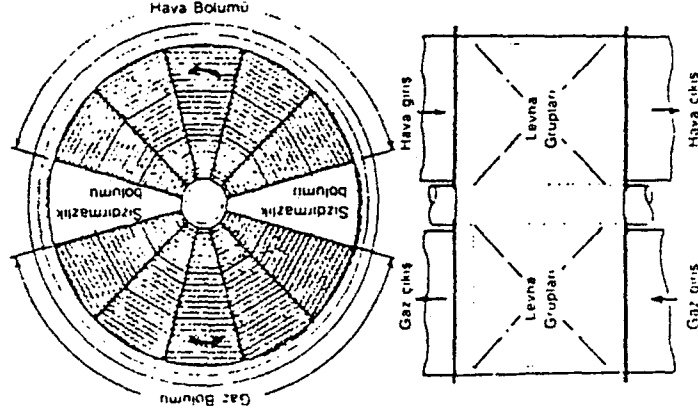
Orta veya düşük sıcaklıklardaki rejeneratörlerde ısı yutucu malzeme olarak ince çelik veya alüminyum levhalar kullanılır.

Aşırı soğutma olan hallerde ince alüminyum levhalar ondüleli hale getirilerek kaydırılmış olarak yerleştirilirler. Böylece meydana getirilen kanallar arasındaki mesafeler 1 mm gibi çok küçük değerlere kadar düşürülür. Yukarıdaki şekilde altkısımda metal levhalara ait 2 örnek verilmiştir. (Dağsöz 1985)

### 2.3.2 Döner Rejeneratörler :

Ljungström hava ısıtıcıları olarak adlandırılan hava ısıtıcıları, kazanlardan çıkan dumanların ısını kazan yanma havasını ısıtmak için son otuz yıldan beri kullanılmaktadır.

Şekil (2.5) de görülen döner rejeneratif hava ısıtıcıları, genellikle yavaşça dönen bir mil'e bağlı olan bir çerçeveye tesbit edilmiş, birbirinden hafifçe ayrı metal plakalardan oluşur. Bu plakaların bir bölümünden ise ısıtılacak hava geçecek şekilde düzenleme yapılmıştır. Plakalar gaz



Şekil (2.5) Döner tip hava ısıtıcısı

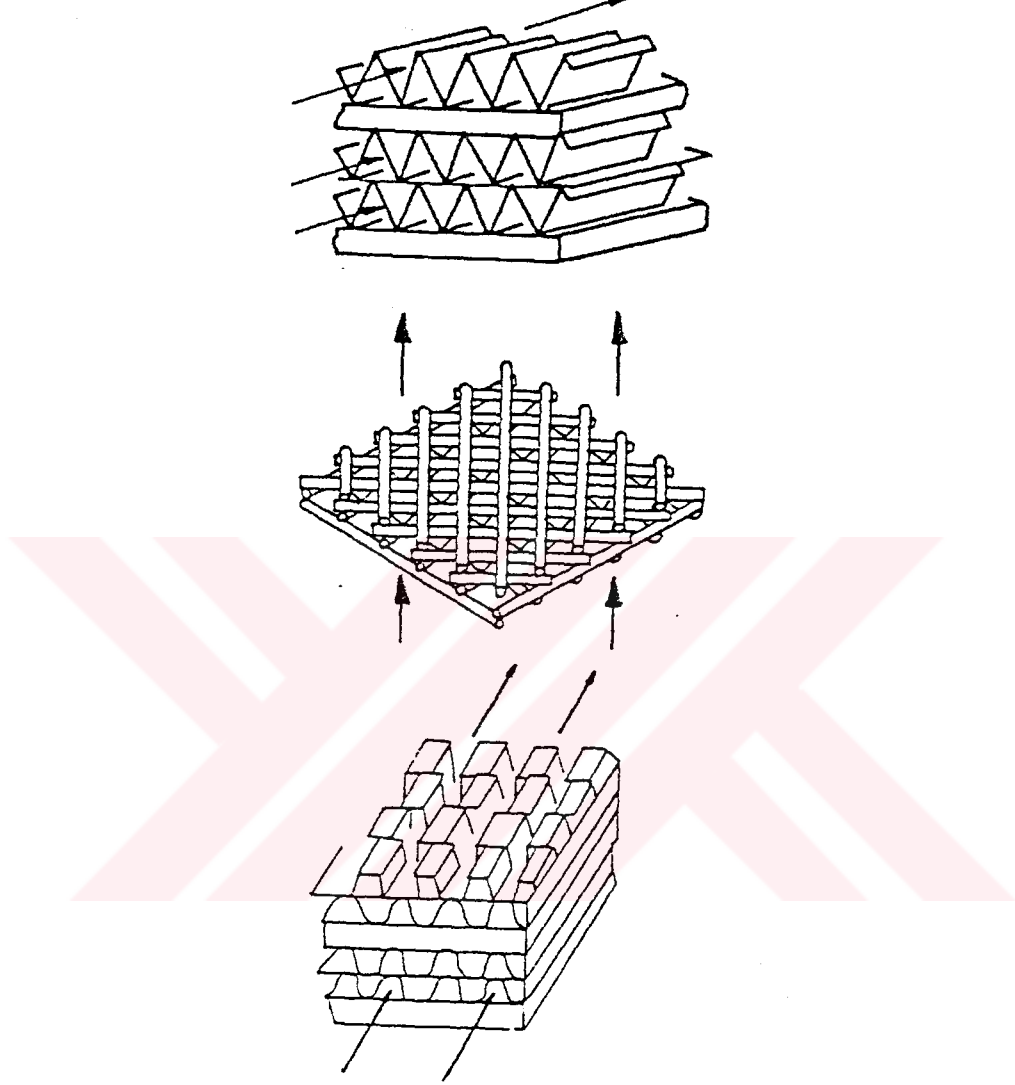
akımı içinden yavaş hareketleri esnasında ısıyırlar daha sonra aynı plakalar hava akımı içine girdiklerinden ısılarını havaya vererek soğurlar. Böylece devam eden bu dönme hareketi ile metal plakalar ısıyı sıcak gazlardan soğuk havaya taşımış olurlar. Plakalar milin etrafında dilimler halinde gruplanmıştır. Gaz ve hava akımları sızdırmazlıklarla birbirinden ayrılır ve karışımları en alt seviyede tutulmaya çalışılır. Ayrıca ısıtıcılar kurum üfleyicilerle donatılırlar. Bu üfleyiciler ısıtıcı yüzeylerin kurum ve yağla kaplanmasını periyodik olarak çalışmak sureti ile önlerler.

Döner tip ısı değiştiricilerin çok çeşitli kullanma alanları bulunmaktadır. Gaz türbinlerinde uzun zamandan beri başarı ile kullanılmaktadırlar. Ayrıca termik santrallerde hava ön ısıtıcısı olarak döner rejeneratörler kullanılarak enerji tasarruf edilmektedir. Son yıllarda döner tip rejeneratörler iklimlendirme tesislerindedeki kullanılmaya başlanılmışlardır. (Arısoy 1988)

#### Döner Tip Rejeneratörlerde Konstüksiyon Esasları :

Döner tip rejeneratörler prensip olarak disk ve tanbur şeklinde imal edilmektedirler. Disk şeklinde olanda akış genelde aksenal yönde olup, tanbur şeklinde olanda ise genelde radyal doğrultudadır. Isı değiştiricilerin içinde

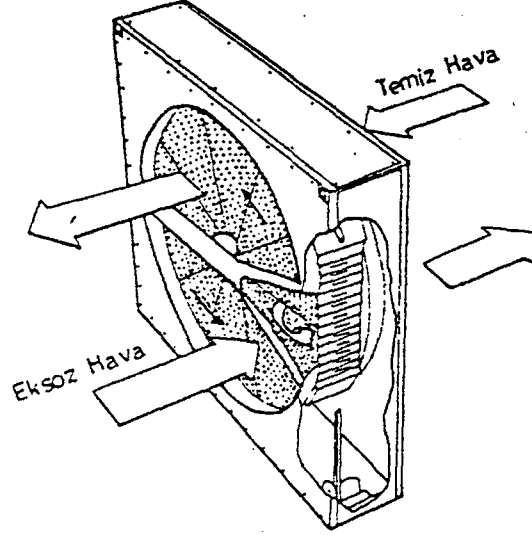
matriks adı verilen katı malzemeler ısı depolama görevi yaparlar ve çok çeşitli şekillerde olabilmektedirler.



Şekil (2.6) Rejeneratörlerde kullanılan bazı kanal geometrileri

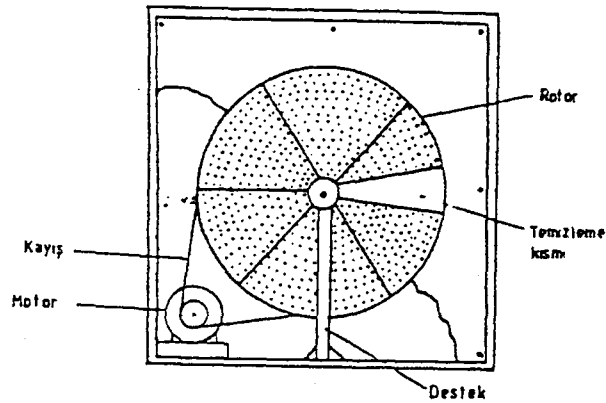
Bu özel yapımlar sayesinde bu ısı değiştiricilerde  $4000 \text{ m}^2/\text{m}^3$  değerine kadar birim hacimde ısı transferi yüzeyi elde edilmektedir. Şekil (2.7) de ısı değiştiricilerinin dıştan görünüşü verilmiştir. Isı değiştiriciler normalde karşıt akış olarak çalıştırılırlar. Egzost gazının temiz havaya karışmaması için ısı değiştiricilerin bir kısmı şekilde

görüldüğü gibi ısı transfer etmez.



Şekil (2.7) Döner tip rejeneratörün dış görünüşü

Döner tip rejeneratörlerde ısı değiştirme yanında nem alışverişide yapılabilmektedir. Bundan dolayı kullanılan levha tipi maddelere higroskopik özellikler ilave edilmektedir. Böylece duyulur ısı yerine gizli ısıda transfer etmek mümkün olmaktadır. Rotor çapı bilhassa 2 m yi geçtiğinde rotor tek parça değil çok parça olarak imal edilmektedir.



Şekil (2.8) Döner tip rejeneratörün tahrik mekanizması

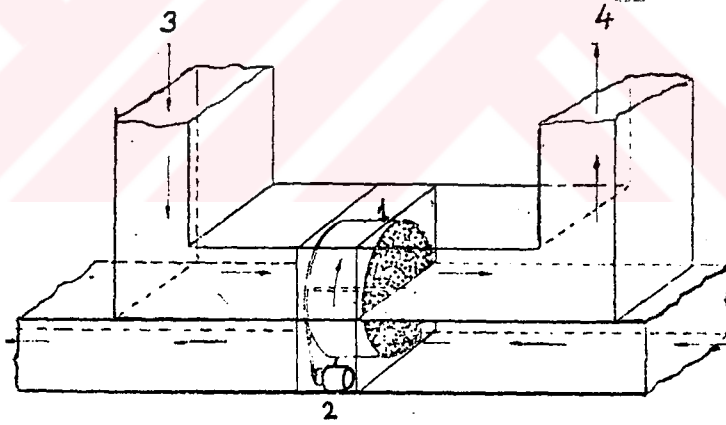
Şekil (2.8) de ısı değiştiricisinin tahrik mekanizması gösterilmiştir. Ancak varyatörler kullanılarak merkezdende tahrik etmek mümkündür. Bazı durumlarda devir sayısı kontrol de edilmektedir. (Güngör, Özbalta 1988)

**Kullanım Alanları ve Bağlama Şekilleri :**

Döner tip rejeneratörlerin oldukça geniş kullanım alanları vardır

Higroskopik maddeli döner tip ısı değiştiricileri normal olanlara göre % 30-40 civarında daha fazla ısı transfer edilebilmektedirler. Bilhassa nemlendirmeli veya soğutmalı iklimlendirme sistemlerinde higroskopik maddeli döner ısı değiştiricilerinin kullanılması tavsiye edilir.

Yazları sıcak ve nemli bölgelerde kurulan modern oteller de nemli sıcak dış havanın nemini almak için egzost havadan yararlanılır, ve % 90 lara varan enerji tasarrufu yapılabilir. Yüksek temiz dış hava ihtiyacı olan hastanelerde de yüksek miktarda enerji döner ısı değiştiricileri ile elde edilebilir



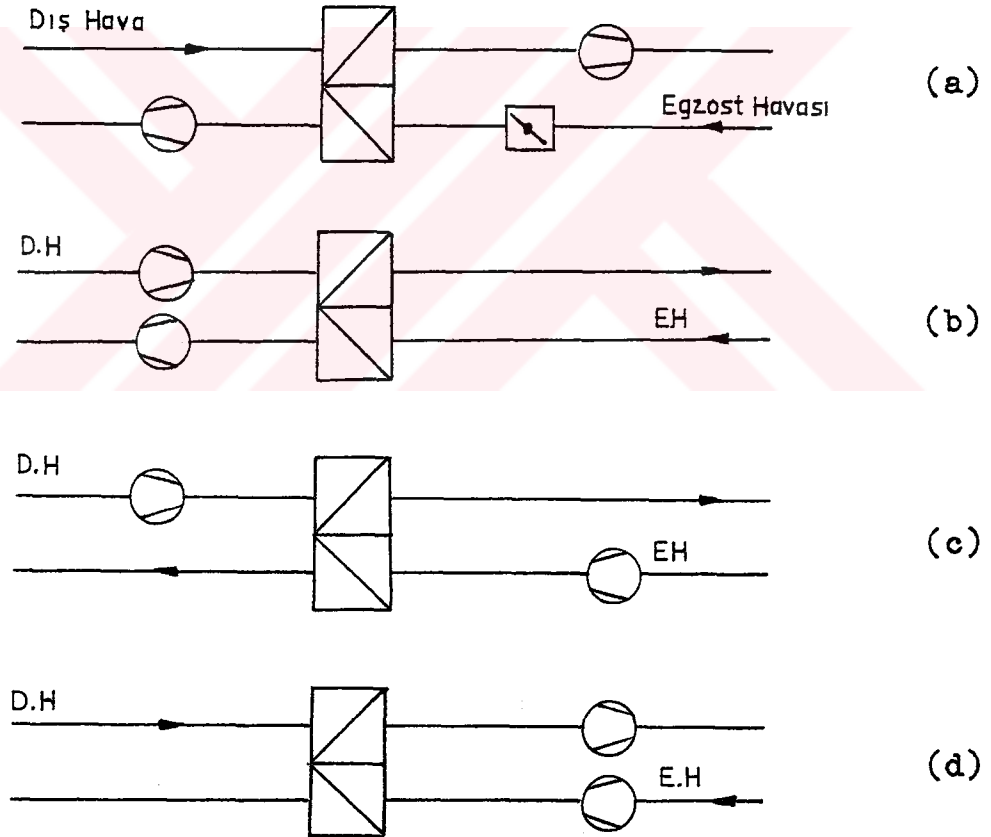
Şekil (2.9) Döner rejeneratör

1. Döner rejeneratör
2. Elektrik motoru
3. Temiz hava girişi
4. Isınan temiz hava çıkışı

Çeşitli tesislerde döner ısı değiştiricilerin sisteme bağlama durumları farklı olarak yapılabilir. En önemli faktörlerden biride vantilatörlerin hangi tarafta bulunacağıdır

Şekil (2.10) de bağlama durumları gösterilmiştir.Şekil (2.10.a) da verilen durum en çok kullanılanıdır.Gösterilen klape ile gerektiğinde temiz ve egzost havası arasındaki basınç farkı ayarlanabilir.Şekil (2.10.b) deki durum bilhassa en çok soğutma kazanımı sağlaması gereken durumlarda kullanılmaktadır.Bu bağlama durumunda egzost havasının temiz havaya karışmasında önlenmektedir.

En az kullanılan durum şekil (2.10.c) de gösterilendir.Şekil (2.10.d) de verilen bağlama şeklinde en yüksek ısıtma geri kazanımı elde etmek mümkündür.Bu durumda vantilatörlerin akışkana verdikleri ısıdan en yüksek oranda faydalanılmaktadır.Ancak bu durumda egzost gazının temiz havaya karışmasını önlemek mümkün değildir.



Şekil (2.10) Döner rejeneratör bağlantı şekilleri

Döner ısı değiştiricilerin diğer bir özelliğide motor hızı kontrol edilerek ısı değiştirici veriminin veya çıkış sıcaklıklarının kontrol edilebilmesidir.

Döner tip ısı değiştiricileri hakkında uzun yıllardan beri araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Bu ısı değiştiricilerin diğer enerji geri kazanım ısı değiştiricilerine göre daha ucuz ve etkinlikleri daha yüksektir.

Hem duyulur hem gizli ısı transferlerinde başarı ile kullanılmaktadır. Büyük tesislerde (150000 m<sup>3</sup>/h ve daha fazla hava ihtiyacı olanlar) döner tip ısı değiştiricili tesisler ilk yatırım masraflarında dahi çok daha ucuz olmaktadır. (Güngör, Özbalta 1988)

### 2.3.3 Rejeneratörlerde Toplam Isı Geçiş Katsayısı :

Isıtma ve soğutma süresince rejeneratörün sıcaklığa dayanıklı kanal malzemelerindeki sıcaklık zamana ve kalınlığa bağlı olarak her noktada değişir.

şayet sıcak gazların geçme süresi  $t_1$ , soğuk havanın geçme süresi  $t_2$ , ısı geçen yüzeyin büyüklüğü  $F$ , gerçek toplam ısı geçiş katsayısı  $K$  ise  $\Delta\theta_m$  logaritmik sıcaklık ortalama olmak üzere geçen ısı miktarı

$$Q:K.F (t_1+t_2 ) \Delta\theta_m \text{ ifadesiyle belirlidir.}$$

$\theta_{1g}$  : sıcak gazların giriş sıcaklığı

$\theta_{1}$  : sıcak gazların ortalama çıkış sıcaklığı

$\theta_{2g}$  : soğuk gazların giriş sıcaklığı

$\theta_{2}$  : soğuk havanın ortalama çıkış sıcaklığı

olduğuna göre logaritmik sıcaklık farkı,

$$\theta_m : \frac{(\theta_{1g}-\theta_{2}) - (\theta_{1}-\theta_{2g})}{\ln \frac{\theta_{1g}-\theta_{2}}{\theta_{1}-\theta_{2g}}} \text{ olmaktadır.}$$

Gaz akışkan ile kanal malzemesi arasındaki ısı taşınım katsayısı gaz sıcaklığı ile kanal malzemesinin ortalama sıcaklıklarına bağlı olarak  $\frac{1}{hm} : \frac{1}{h} + \frac{\delta}{k}$  bağıntısı ile ifade edilir.

Bu ifadede

hm : ortalama ısı taşınım katsayısı

h : normal ısı taşınım katsayısı

$\delta$  : iki kanal arasındaki sıcaklığa dayanıklı malzemenin kalınlığı

$k_k$  : sıcaklığa dayanıklı malzemenin ısı iletim katsayısı

$\phi$  :  $\delta$  kalınlığına bağlı bir fonksiyon

$\delta$  kalınlığına bağlı olan  $\phi$  fonksiyonu malzemenin geometri sine bağlı olarak levha geometrili hal için

$$\frac{\delta^2}{2\alpha} \left( \frac{1}{t_1} + \frac{1}{t_2} \right) \leq 10 \quad \text{aralığında}$$

$$\phi : \frac{1}{6} - 0,00556 \left( \frac{1}{t_1} + \frac{1}{t_2} \right) \frac{\delta^2}{2\alpha}$$

silindir geometrili hal için,

$$\frac{\delta^2}{2\alpha} \left( \frac{1}{t_1} + \frac{1}{t_2} \right) \leq 15$$

$$\phi : \frac{1}{8} - 0,00261 \left( \frac{1}{t_1} + \frac{1}{t_2} \right) \frac{\delta^2}{2\alpha} \text{ ifadesiyle belirlidir}$$

sıcaklığa dayanıklı malzemenin  $\delta$  kalınlığının değişmesi halinde  $\delta$  eş eşdeğer kalınlık olarak,

$$\text{Levha geometri halinde : } \delta \text{ eş : } \frac{2V}{F}$$

$$\text{Silindir geometri halinde : } \delta \text{ eş : } \frac{3V}{F} \quad \text{ifadelerinden}$$

yararlanılır.

K gerçek toplam ısı geçiş katsayısının bulunması için  $K_o$  salınımlı toplam ısı geçiş katsayısı tarif ile ve  $K/K_o$  oranı teşkil edilerek diyagramlardan yararlanılır.  $K_o$  salınımlı toplam ısı geçiş katsayısı da

$$\frac{1}{K_o} : (t_1 + t_2) \left[ \frac{1}{h_1 m t_1} + \frac{1}{h_2 m t_2} \left( \frac{1}{t_1} + \frac{1}{t_2} \right) \frac{\delta}{k_k} \phi \right]$$

ifadesiyle hesap edilir. Bu ifade de

$h_1 m$  : sıcak gaz geçişinde ortalama ısı taşınım katsayısı

$h_{2m}$  : soğuk hava geçişinde ortalama ısı taşınım katsayısı

$t_1$  : sıcak gaz geçişinin süresi

$t_2$  : soğuk hava geçişinin süresi olmaktadır.

$K/K_0$  oranı,  $\Lambda$  dönüştürülmüş rejeneratör uzunluğu ile  $\pi$  dönüştürülmüş periyot süresi fonksiyonudur ve

$$\Lambda : \frac{2 K_0 (t_1 + t_2) F}{C_m} \quad \pi : \frac{2 K_0 (t_1 + t_2) F}{C_k} : \frac{\Lambda C_m}{C_k}$$

ifadeleri yazılabilir. Bu ifadelerde

$$C_m : \frac{1}{2} (V_1 \rho_1 c_1 t_1 + V_2 \rho_2 c_2 t_2)$$

$C_k : V_k \rho_k c_k t$  olmaktadır. Son iki ifade ise

$C_m$  : sıcak gaz ile soğuk havanın ortalama ısı kapasitesi

$C_k$  : sıcaklığa dayanıklı kanal malzemesinin ısı kapasitesi

$V_1 \rho_1$  : sıcak gaz miktarı (kg/h)

$V_2 \rho_2$  : soğuk hava miktarı (kg/h)

$\rho_k$  : kanal malzemesinin yoğunluğu (kg/m)

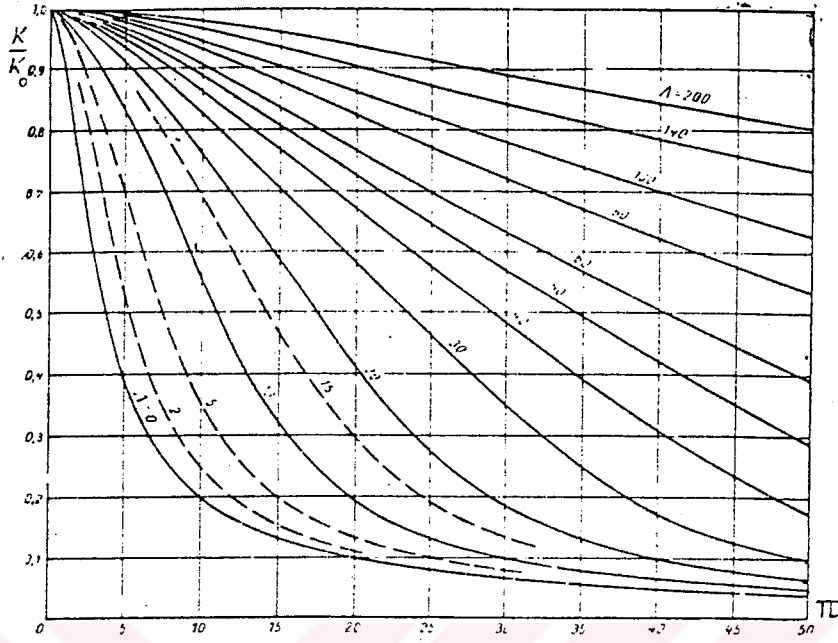
$c_1$  : sıcak gazın özgül ısısı (kcal/kg C)

$c_2$  : soğuk gazın özgül ısısı (kcal/kg C)

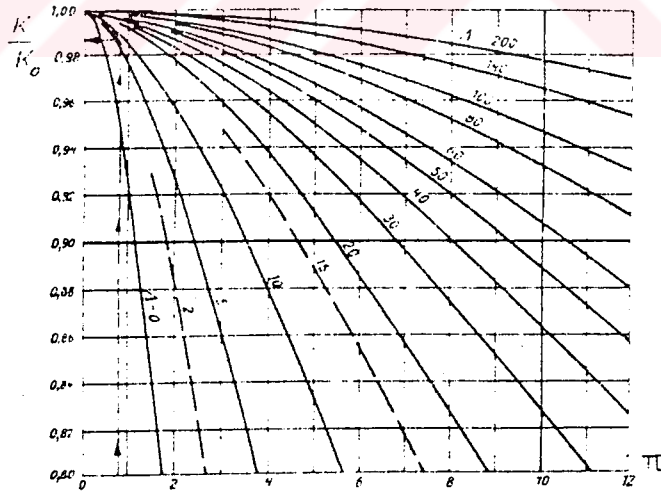
$C_k$  : kanal malzemesinin özgül ısısı (kcal/kg C)

olmaktadır. Aşağıdaki şekillerde  $K/K_0$ - $\pi$  değişimleri  $\Lambda$  parametresine bağlı olarak verilmiştir.

(Dağsöz 1985)



Şekil (2.11) A parametresine göre  $K/K_0-\pi$  değişimi büyük  $\pi$  için. \*



Şekil (2.12) A parametresine göre  $K/K_0-\pi$  değişimi küçük  $\pi$  için. \*

\* (Dağsöz 1985)

2.3.4 SEYİTÖMER TERMİK SANTRALİNDE  
YANMA HAVASININ  
EGZOST GAZI İLE ISITILMASI

Yanma havasının sıcaklığını arttırarak kazan veriminin yükselmesini sağlamak için iki adet döner tip hava ısıtıcısı mevcuttur. Her bir hava ısıtıcısı baca gazındaki ısıyı yanma havasına verir.

Dikey elemanlardan meydana gelen ısınma yüzeyi hava ısıtıcısı içinde sürekli olarak dönen bir rotorun üzerine monte edilmişlerdir.

Hava ısıtıcısı baca gazı kanalı ve hava kanalı olmak üzere iki bölümdür. Baca gazı içinden geçerken ısı transfer elemanlarının yüzeyi baca gazındaki ısıyı üzerine alır, bu ısıtılmış kısım hava bölgesinden geçerken üzerindeki ısıyı temas halinde olan havaya verir. Hava ısıtıcısı ters geçişli olarak dizayn edilmiştir.

Hava ısıtıcısının ve kanalların düzenlenmesinden dolayı kazandan gelen baca gazları, ısıtıcı elemanlarına ısıtılmış yanma havası çıkış tarafından girer, hava ısıtıcısının bu tarafı sıcak taraf olarak, soğuk baca gazının çıktığı ve soğuk havanın girdiği diğer taraf ise soğuk taraf olarak tanımlanır. Soğuk taraf sıcaklığı, yoğuşma birikimini önlemek için yoğuşma noktasının üzerinde tutulmalıdır. Yoğuşmanın meydana gelmesi halinde yanma sonucu meydana gelen sülfür gazları yoğuşan su ile birleşerek sülfirik asit meydana getirirler. Sülfirik asit korozyon etkisi nedeniyle ısıtıcı elemanların ömrünü azaltır.

Hava ısıtıcısının çok düşük ıcıklıklarda çalışmasını önlemek için hava ve gaz kanalları uygun olarak düzenlenmiştir. Soğuk hava bypass kanalı uygun sıcaklık elde edilene kadar hava ısıtıcısının bypass edilmesini sağlar. Soğuk hava bypasstan baca gazı sıcaklığı 150 C ulaşınca kadar açık tutulabilir. Bu damperlerin açılması ile hava ısıtıcı üzerinde birikmiş olan ısıyı üzerinde tutar. Diğer yönden normal işletmede düşük sıcaklıklarda çalışmayı önlemek

için hava ısıtıcısı hava çıkışı ile taze hava vantilatörü girişi arasında sıcak hava bypassı vardır. Bu sıcak hava bypassı tarafından sağlanan geri akış iki adet damper kullanılarak fan hava giriş sıcaklığı regüle edilir. Fanın dizaynından dolayı bu damper fan çıkış sıcaklığı 50 C nin üzerine çıkmayacak şekilde ayarlanmalıdır.

Hava ısıtıcısının soğuk taraf metal sıcaklığının hesaplanmasında aşağıdaki formül kullanılmalıdır.

$$t: \frac{\text{Hava ısıtıcısı çıkış sıcaklığı} - \text{Hava giriş sıcak.}}{2}$$

Soğuk taraf sıcaklığının belirli bir yakıt cinsi için istenen sıcaklığın altına düşmesine asla müsaade edilmemelidir. Yakılan yakıttaki kükürt orana bu sıcaklığın belirlenmesindeki temel faktördür.

Hava ısıtıcısı rotoru üstten bir taşıyıcı yatak, alttan ise bir kılavuz yatak ile yataklanmıştır. Her iki yatakta aksenal oynak tip makaralı yataktır. Taşıyıcı yatak rotorun ağırlığını taşır, kılavuz yatak ise ısıl genleşmeleri karşılar. Her iki yatakta bir yağ haznesi içindedir. Isınan yağın soğutulması soğutma suyu ile sağlanır.

Baca gazının ve hava basınçlarının farklı olmasının sonucunda hava ısıtıcısı bir sızdırmazlık sistemine sahiptir. Radyal ve aksiyal sızdırmazlıklar rotor uçlarındaki ve rotor çevresindeki kaçakları önlemek için dizayn edilmişlerdir. Çevresel sızdırmazlıklar daha yüksek basınçta olan havanın gaz tarafına geçmesini önleyerek fanların yükünün artmamasının sağlar. Bu sızdırmazlıklar periyodik olarak kontrol edilerek normal durumda olup olmadıklarından emin olunmalıdır.

Rotor normalde bir hidrolik sistemi vasıtasıyla tahrik edilir. Birbirinden bağımsız ancak birbiri ile paralelliği olan iki tahrik sistemi mevcuttur. Her biri elektrik motoru ile tahrik edilen hidrolik yağ pompası ve rotoru döndüren hidrolik döndürme dişli kutusundan (hidrolik tahrik motoru)

meydana gelmiştir. Her bir tahrik motoru tek başına rotoru durgun vaziyetten normal işletme devrine kadar getirmeye ve normal işletmeyi sürdürmeye yetecek kapasitededir. Bir selonoid valf vasıtası ile istenen tahrik motoru seçilebilir. Her bir motor tahrikli yağ pompası, yakın veya uzak konumun seçilmesini sağlayan yerinde bir seçici anahtara sahiptir. Yakın konum seçildiğinde pompaya, yakınında bulunan çalıştırma durdurma butonları ile kumanda edilir. Uzak konumda ise kumanda odasından kumanda edilir. Uzak konum seçildiğinde hava ısıtıcısı dönme hızı 1,6 dev/dakın altına düştüğünde veya hidrolik motora gelen yağ basıncının 30 saniyeden daha uzun bir süre için  $20 \text{ kg/cm}^2$  nin altına düştüğünde yedek tahrik sistemi otomatik olarak servise girer.

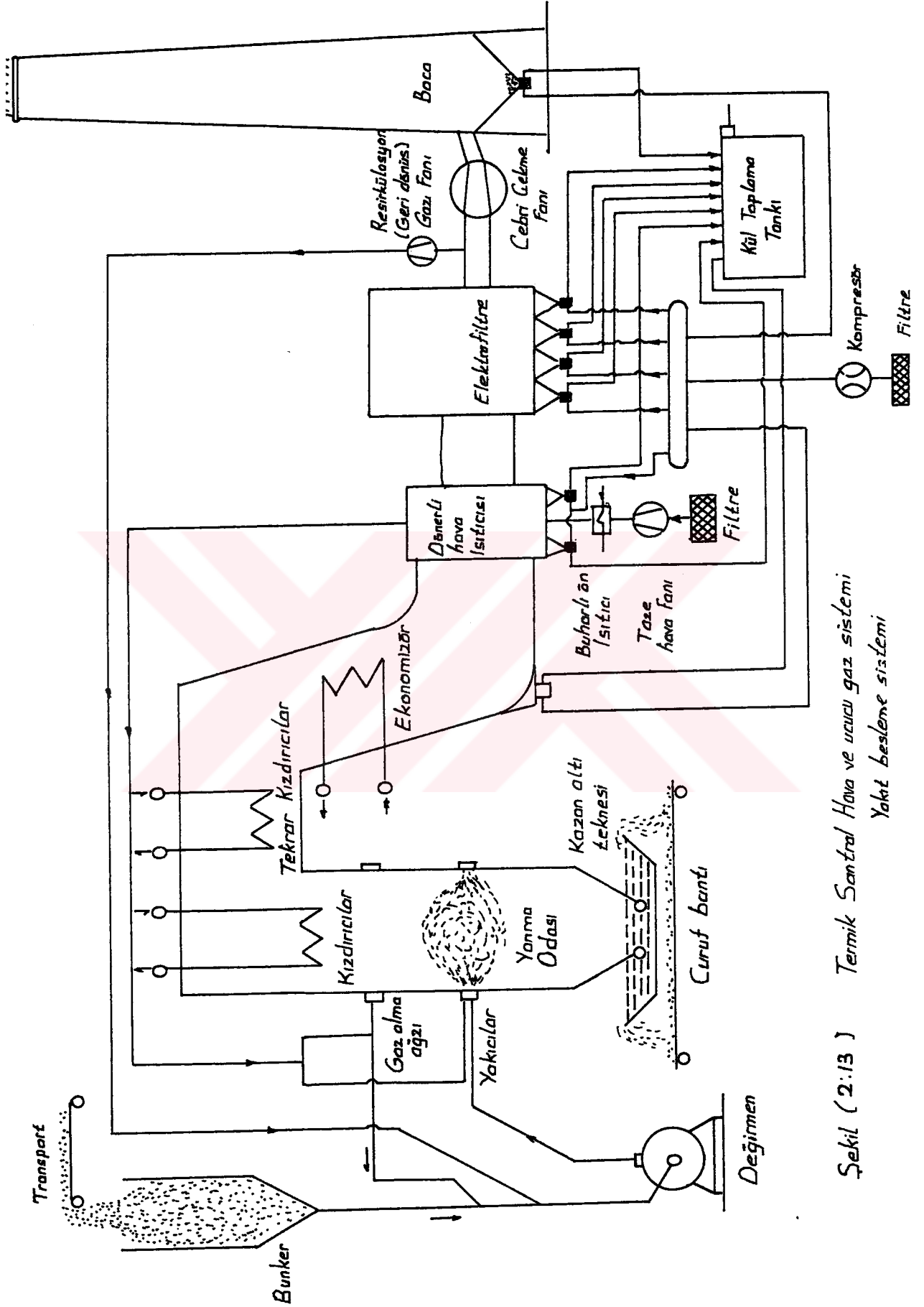
Normal işletme sırasında hava ısıtıcısı elamanlarında biriken küller, kurum üfleyiciler vasıtası ile temizlenir. Kurum üflemler için sağlanan buhar, erozyon ve yoğunlaşmayı önlemek amacıyla kuru buhar olmalıdır.

Her bir hava ısıtıcısında iki adet kurum üfleme mekanizması olup bunlardan bir tanesi gazın hava ısıtıcısı giriş tarafına (sıcak taraf) diğeri ise gazın hava ısıtıcısı çıkış tarafına (soğuk taraf) yerleştirilmiştir. Üfleyicilerin hareket sırası, motor yönü ve motorun durdurulması, ayarlanabilen bir limit kontağı vasıtasıyla yapılır. Bu üfleme mekanizmasının hızı öyle bir şekilde ayarlanmıştır ki ısıtıcı normal işletme hızında tam bir devir yaptığıında rotor üzerindeki bütün ısı transfer elamanlarının temizlenmesini sağlar. Kazan devre dışı olduğunda, hava ısıtıcı elamanlarının üzerindeki birikimlerin temizlenmesi amacıyla yıkanması gereklidir. Yıkama işlemi sırasında uygun bir temizlemeyi sağlamak için rotor yaklaşık olarak 0,2 dev/dak hızla döner. Bu devir hava ısıtıcısı üzerinde bulunan küçük bir elektrik motoru ile sağlanır. Bu motora yakınına konulmuş olan çalıştırma durdurma butonları ile kumanda edilir ve yalnız hidrolik tahrik sisteminin devre dışı olduğunda çalıştırılabilir. Yıkama suyu buraya curuf

nemlendirme pompalarından temin edilerek alt ve üst püskürtme nozullarına verilir.

Hava ısıtıcısında meydana gelebilecek yanabilir birikimlerin tutuşabilme ihtimaline karşı bir yangın dedektörü konulmuştur. Isıtı elamanlarında yanma meydana geldiğinde ısıtıcıda bölgesel sıcaklık artışları meydana gelir. Aşırı ısınmış kısım termo elementin yanından geçerken ısı artışı algılanır. Bu ısı artışı saniyede 4 C yi geçtiğinde "sıcaklık yüksek alarmı" verir. Bu durumda yangına karşı gereken önlemler hemen alınmalıdır. Sıcaklık 500 C ye doğru yükselmeye devam ederse ve bu değere eriştiğinde "aşırı sıcaklık alarmı" verir. Termo elamanın ölçme devresinin izlenmesi için bir kontrol devresi mevcuttur. Bu kontrol sistemi alarm verdiğinde "sıcaklık yüksek" ve "aşırı sıcaklık alarmı" da aktif duruma gelir. Her hangi bir nedenle enerji kesintisi meydana geldiğinde "enerji beslemesi arıza alarmı" verir. Diğer bütün alarmlarda aktif hale gelir. Yangın söndürme suyu santralının yangın söndürme sisteminden beslenir. Ünite hava ısıtıcısında yangın meydana geldiğinde devre dışı edilir.

(T.E.K 1989)



Şekil ( 2:13 ) Termik Santral Hava ve ucuu gaz sistemi  
Yakıt besleme sistemi

## 2.4 REKÜPERATÖRLER

Rekuperatörler yüzeyli ısı değiştiricilerden farklı olmayıp, muhtelif gayelerle ısıtılacak havanın baca gazları ile ısıtılmaları sözkonusudur.

Retüperatörleri ısı geçiş şeklinde göre aşağıdaki şekil de sınıflandırmak mümkündür.

- 1.) Isı taşınım ağırlıklı rekuperatörler
  - a. Seramik malzemeli rekuperatörler
  - b. Dökme demir malzemeli rekuperatörler
  - c. Çelik borulu rekuperatörler
- 2.) Isı ışınımı ağırlıklı rekuperatörler
  - a. İki kılıflı rekuperatörler
  - b. Kanal içine monte edilmiş rekuperatörler
- 3.) Isı taşınımı ve ışınımı olan kombine rekuperatörler

### 2.4.1 Isı Taşınım Ağırlıklı Rekuperatörler :

Isı taşınım ağırlıklı rekuperatörler kullanılan malzeme seramik, dökme demir, ve çelik borulu olmak üzere üç şekilde imal edilirler.

#### Seramik Rekuperatörler :

Seramik malzemeli rekuperatörlerde her iki gaz akışkan seramik malzeme ile ayrılmış kanallardan geçer. Her iki gaz akışkanın 20 mmSS den küçük bir fark olduğu hallerde kullanılmaları tavsiye edilir. Toplam ısı geçiş ortalama K:5-10 kcal/m h C civarındadır.

Seramik malzemeli rekuperatörlerin onarımı çok zaman alır, fazla el emeğine ihtiyaç gösterir ve bu sebeple de işletme masrafları yüksek olur. Ancak metalik rekuperatörler de çıkılamayan yüksek sıcaklıklarda kullanılmaları avantaj sağlar. Başlangıçta %5 civarında olan gaz kaçakları zamanla %15 ve hatta %30 değerine kadar yükselir. Ömürleri genellikle 5 yıl civarındadır.

Seramik retüperatörlerin imalat ve montaj fiyatları metalik rekuperatörlerden daha yüksektir. Ayrıca işgal ettik

leri yer ise metalik reküperatörlerden daha fazladır.

**Metalik Reküperatörler :**

Metalik reküperatörler dökme demirden ve çelik borulu olmak üzere iki malzemedden yapılırlar.

Metalik reküperatörlerde kaçaklar %0,1 civarındadır. Ancak görülebilir korozyon arızalarından sonra kayıplaryükselir.

Seramik reküperatörlere nazaran hava sıcaklığı işletme süresine bağlı değildir. Korozyon arızaları haricinde erişilebilen yüksek sıcaklık içteki kirlenmeye bağlıdır. Kanal içlerinin ince kir tabakalarıyla kaplanmaları ısı gücünü çok azaltmamakla beraber tıkanmalar başlayacak kadar kirlenme teşekkül etmesi ısı gücünü çok düşürür.

Metalik reküperatörlerde yanma havasının basıncı sınırlı olmadığı için brülör seçimide sınırlı değildir.

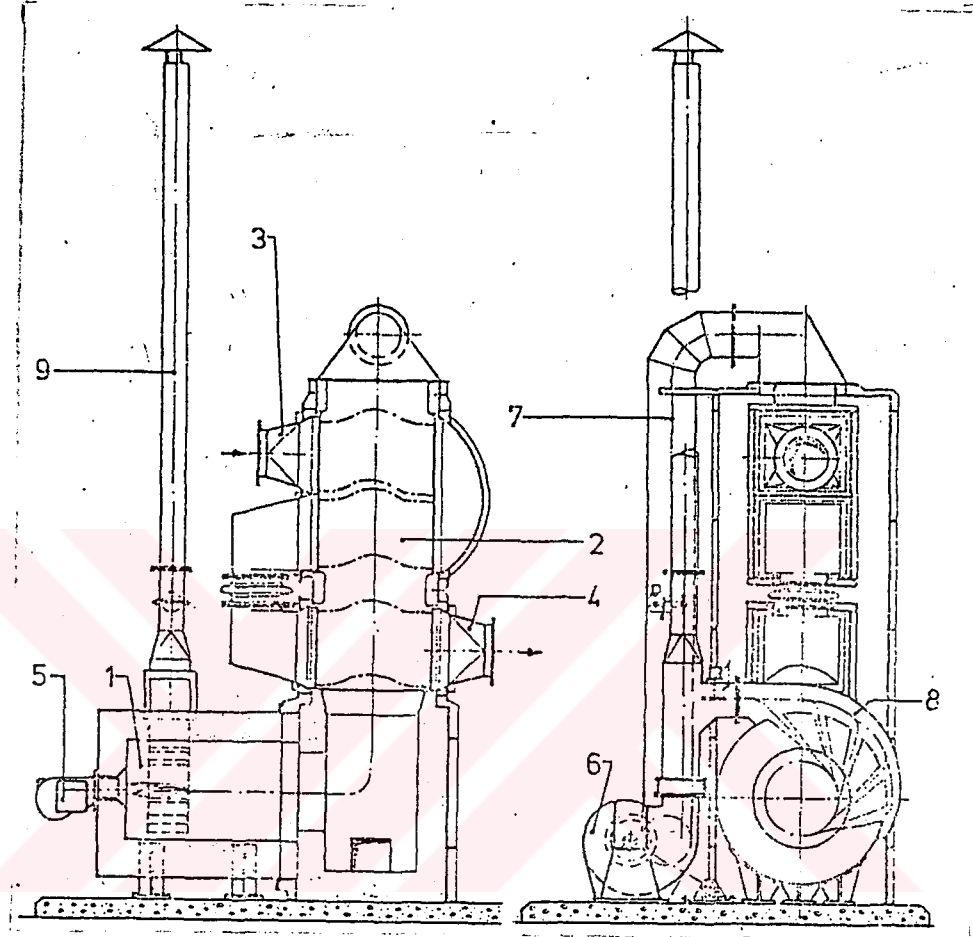
Metalik reküperatörlerin ömürleri ocak (yanma) şartlarına bağlı olup hava sıcaklığının maksimum değeri 500 ile 700 C arasında değişir. genellikle ömürleri 5 sene olarak kabul edilir. Gazlardaki korozyon yapan bileşikler ömürlerini azaltır.

Metalik reküperatörler dışarıdan gelen titreşimlere daha mukavim oldukları gibi ani sıcaklık değişimlerinde de sızdırma yönünden daha avantajlıdırlar. Ayrıca tamir ve bakımları daha kolay olup daha az zaman alırlar. Seramik reküperatörlere nazaran daha az yer işgal ederler.

Çelik reküperatörler hacim, ağırlık, ve yatırım masrafları yönünden rejeneratörlere nazaran daha avantajlıdırlar. Çelik reküperatörlerde malzeme sıcaklığı 1100 C ile sınırlanmış olup hava en fazla 850 C ye kadar ısıtılabilir. Daha yüksek sıcaklıkta hava elde etmek için ateş tuğlasıyla kaplanmış rejeneratörler kullanılır.

Dökme demirli reküperatörlerde akışa uygun formda yapılan kanatlar sayesinde ısı taşınımı yüzeyleri arttırıldığı gibi ısı taşınım katsayısıda iyileştirilir. Korozyon tehlikesine ve kanat aralarının tıkanmalarına karşı sık sık temizlenmeleri gerekir. Bilhassa tıkanmalar olunca borulardaki

uzama farklılıkları hissedilecek şekilde büyür.Bu sebeple kompensatörler kullanılır.(Dağsöz 1985)



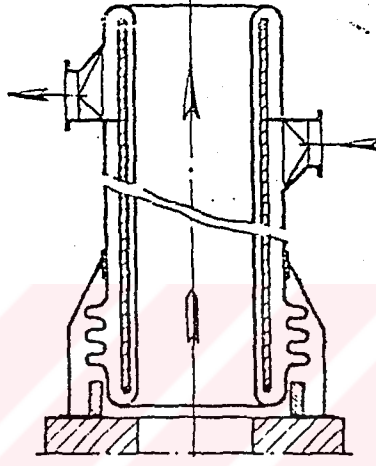
Şekil (2.14) Isı taşınım ağırlıklı reküperatör \*

- |                          |                              |
|--------------------------|------------------------------|
| 1.yanma odası            | 6.dolaşım fanı               |
| 2.taşınım ile ısı geçişi | 7.duman borusu               |
| 3.soğuk hava girişi      | 8. ayar klapeli duman borusu |
| 4.sıcak hava girişi      | 9.çekiş ayar klapeli baca    |
| 5.brülör                 |                              |

\* (Dağsöz 1991.Diesel Gas Turbine Worldwide 1983  
Sulzer Brothers Limited Winterhur)

#### 2.4.2 Isı Işınımı Ağırlıklı Reküperatörler :

Reküperatörlerde karşılaşılan en önemli zorluklardan bir tanesi kirlenmeler ve fazlalığı sebebiyle tıkanmalar oluyor. Baca gazlarındaki kurum gibi yabancı maddelerin tutulmalarıyla reküperatörlerin ömürleri daha fazla uzatılabilir. Bu özellik sebebiyle çift gömlekli ısı ışınımı ağırlıklı reküperatörler geliştirilmiştir.



Şekil (2.15) Isı ışınımının esas olduğu reküperatör

Isı ışınımı ağırlıklı reküperatörlerde CO ve su buharı başta olmak üzere baca gazlarındaki üç atomlu moleküller rol oynarlar. Işınım yapan gazın kısmi basıncı ile tabaka kalınlığı arttıkça ısınímda artar.

Çöp yakacaklı tesislerde baca gazlarındaki partikül fazlalığı ve korozyon sebebiyle ışınım ağırlıklı reküperatörler tercih edilir. Bu cins reküperatörler, çöp yakacaklı tesislerde baca gazının soğuyarak atmosfere atılmadan önce partiküllerin ayrılmasını sağlarlar. Bu yöntemle baca gazları önce 1000 C den 500 C ye kadar soğuması sağlanır. Daha fazla soğutmak için de su püskürtme yöntemi kullanılır.

Isı ışınımı olan reküperatörlerde yüzeylerin büyük olmadan ve kavislerin çok bulunmaması sebebiyle daha stabildirler ve daha az ısı gerilmeler meydana gelir.

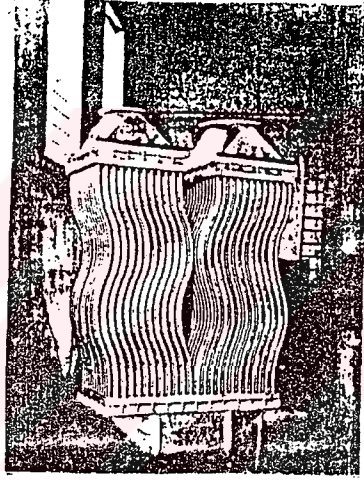
Çaplarının ve yüksekliklerinin daha büyük olması sebebiyle ısı taşınımı olan reküperatörlere nazaran daha pahalı

olup daha fazla yer işgal ederler.

#### 2.4.3 Kombine Reküperatörler :

Baca gazlarının sıcaklıklarının çok yüksek olmadığı ve yüksekliğin sınırlı bulunduğu hallerde hem ısı taşınımı ve hemde ısı ışınımı ağırlıklı reküperatörlerin özelliklerinin bir arada toplandığı kombine reküperatörler geliştirilmiştir

Kombine reküperatörler etrafı silindirik çift gömlekle çevrilmiş çelik borulardan müteşekkildir. Çelik borular aynen kum saati geometrisine benzer şekilde bir yüzey meydana getirmiştir. (Dağsöz 1985)



Şekil (2.16) Kombine reküperatör

#### 2.4.4 Reküperatörlerle Sağlanan Yakıt Tasarrufu :

Endüstride muhtelif gayeler için kullanılan ocaklarda yakıtın yanmasıyla verilen ısı enerjisinin bir kısmı kullanma gayesi için kullanılırken bir kısımda çeşitli yollardan kaybolur.

Isı enerjisinin kaybı ise genellikle ocağın yüzeylerinden dış ortama doğal ısı taşınımı veya ışınımı yoluyla olan kayıplar sızdırmazlığın iyi olmaması sebebiyle ocaktaki kaçaklar ile baca gazları yoluyla olmak üzere üç türlü meydana gelir.

Baca gazları ile oluşan ısı kayıpları ise, baca gazlarının sıcaklığına ve kimyasal bileşenlerine bağlı olarak değişir

Basit bir örnek verilirse, fuel oil yakılan bir ocakta teorik yanma sıcaklığı 1800 C civarında olup baca girişi, yani ocak çıkış sıcaklığında 900 C ise takriben %50 civarında bir ısı kaybı söz konusu olmaktadır.

Alev sıcaklığı teorik olarak

$$\theta_a : \frac{H_u + q_b + q_y}{a_{bn} \cdot C_{ph}} \quad \text{ifadesiyle belirlenir.}$$

Bu ifadede ise

$H_u$  : yakıtın alt ısıl değeri

$q_h$  : yanma havasıyla giren ısı

$$q_h : I_n \cdot C_{ph} \cdot \theta_h$$

$I_n$  : hava fazlalık katsayısı n olması halinde özgül yanma havası miktarı

$C_{ph}$  : havanın özgül ısısı

$\theta_h$  : havanın sıcaklığı

$q_y$  : yakıt ile giren ısı

$$q_y : C_{py} \cdot \theta_y$$

$C_{py}$  : yakıtın özgül ısısı

$\theta_y$  : yakıtın sıcaklığı

$a_{bn}$  : n hava fazlalık katsayısı için özgül baca gazı miktarı

$C_{pb}$  : baca gazı özgül ısısı

Teorik yanma verimi ise,

$$\eta_{\text{yanma}} : \frac{H_u + q_h + q_y - q_b}{H_u}$$

ifadesiyle belirli olup, baca gazının sıcaklığı  $\theta_b$ , olmak üzere baca gazı ısısı

$$q_b : a_{bn} \cdot C_{pb} \cdot \theta_b \quad \text{bağıntısıyla verilmektedir}$$

Bir ısı prosesinin verimi, baca gazlarının ihtiva ettiği ısı enerjisinin kullanılmasyla yükseltilebilir. Yani ideal

olarak ısı prosesinde dışarıya atılan ısının tekrar aynı proste kullanılır hale getirilmesi önemlidir

Çoğu kere baca gazlarının ıslsından yararlanılarak yakıtın kurutulması veya yanma havasının ısıtılması yollarına başvurulur.

Burada yanma havasının ısıtılmasıyla sağlanacak yakıt tasarrufuna değineceğiz.

Herhangi bir ocakta yanma havası ısıtılmadığı halde gerekli yakıt sarfiyatı.(Kolaylık yönünden yanma havası sıcaklığı 0 alınmıştır)

$Q$  : gerekli olan ısı

$a_b$  : özgül baca gazı miktarı

$C_{pb}$  : baca gazı özgül ıslsı

$\theta_b$  : baca gazı sıcaklığı

$\theta_{al}$  : teorik hava sıcaklığı olmak üzere

$$B_o = \frac{Q}{a_b \cdot C_{pb} \cdot (\theta_{al} - \theta_b)} \quad \text{ifadesiyle belirlidir.}$$

Bu ifadeye göre yakıtın ısı enerjisinin

$Q_f : a_b \cdot C_{pb} \cdot (\theta_{al} - \theta_b)$  kadar kısmından ocakta faydalanılmak tadır.Şayet yanma havası ısıtılarak sıcaklığı  $\theta_h$  değerine yükselmişse  $B_r$  gerekli yakıt sarfı,

$$B_r = \frac{Q}{a_b \cdot C_{pb} (\theta_{al} - \theta_b) + L \cdot C_{ph} \cdot \theta_h} \quad \text{olacaktır.}$$

$$B_t : B_o - B_r$$

Sağlanan yakıt tasarrufunu vermektedir.Bu fark,yanma havasının ısıtılmadığı haldeki yakıt miktarına bölünürse

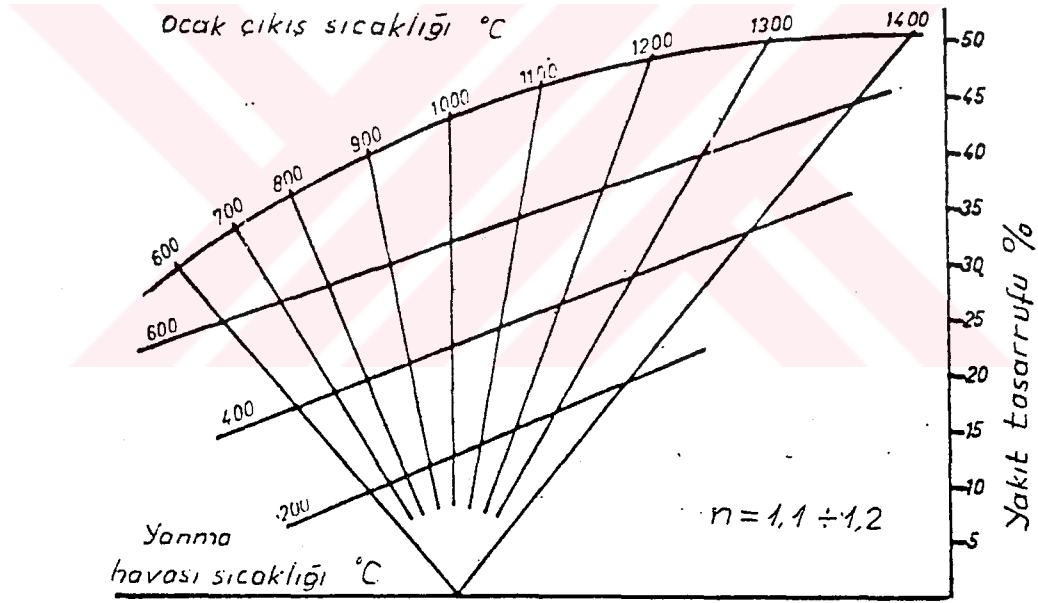
$$\epsilon_B = \frac{B_o - B_r}{B_o} \cdot 100 = \frac{100}{\frac{(\theta_{al} - \theta_b) \cdot a_b \cdot C_{pb}}{L \cdot C_{ph} \cdot \theta_h} + 1}$$

yüzde olarak yakıt tasarrufu bulunmuş olur.

Bulunan son ifade pratik olarak büyük bir yaklaşıklıkla

$$\epsilon_B = \frac{100}{1,45 \frac{(1800 - \theta_b)}{\theta_h} + 1}$$

Şeklinde kullanılabilir. Bulunan ifadelere göre sağlanacak yakıt tasarrufunun yanma havasının ısınmasına bağlı olduğu anlaşılıyor. Aşağıdaki diyagramdan yararlanılarak fuel oil sıvılaştırılmış gaz veya havagazı yakacak kullanılması halinde yanma havasının sıcaklığına göre sağlanacak yakıt tasarrufu bulunabilir.



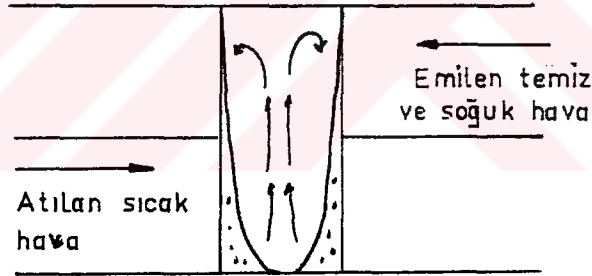
Şekil (2.17) Reküperatörlerde sağlanabilecek yakıt tasarrufu %

\* (Dağsöz 1985)

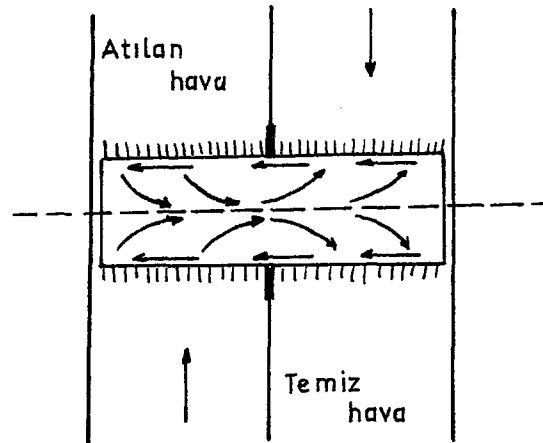
## 2.5 ISI BORULU ISI DEĞİŞTİRGEÇİ

Kurutma ve ısıtma tekniğinde proses sonunda dışarı atılan sıcak hava ve gazların enerjilerinin geri kazanılma sında çoğu kez ısı boruları tercih edilir.

Isı borusu, her iki ucu kapalı ve içinde soğutucu bir akışkan bulunan bir ısı geri kazanma elamanıdır. Şekil (2.18) da görüldüğü gibi düşey durumdaki bir ısı borusunu göz önüne alalım. Alttaki yatay kanaldan atılan sıcak hava (veya gazlar) üstteki yatay kanaldan dışarı emilen temiz ve soğuk hava geçsin. Atılan sıcak hava ısı borusunu dıştan yalarken ısısını içerdeki soğutucu akışkana geçer, kaynama ve buharlaşma olayları sonucu buharlaşan soğutucu akışkan yukarı kısma yükselir. Üst kısımda ise emilen soğuk ve temiz hava boruyu dıştan yalarken buhar fazındaki soğutucu akışkanın ısısını alarak ısınır. Bu kısımda buhar fazındaki soğutucu akışkan borunun iç yüzeyinde yoğunlaşarak ince film halinde aşağıya süzülür.



Şekil (2.18) Termosifon sisteme göre çalışan ısı borusu



Şekil (2.19) Kılcal sisteme göre çalışan ısı borusu

Görüleceği üzere ısı borusu içinde sürekli iki fazlı akış meydana gelir, buhar yukarıya çıkarken yoğuşan kısım iç yüzeylerden aşağı akar. Yoğuşan akışkanın kendi ağırlığı ile aşağıya aktığı bu hal termosifon sistem olarak adlandırılır.

Isı borusunun yüzeyi her noktada hep aynı sıcaklıkta olup, aşağıdan yukarıya yani sıcak ortamdaki soğuk ortama atılan ısı çok yüksektir. Şayet ısı borusu yerine aynı boyutta bakır boru kullanılsa idi, bakır boru haline nazaran 1000 misli fazla ısı aktarıldığı söylenebilir.

Şekil (2.18) de düşey olarak verilen ısı borusu yerine, Şekil (2.19) de görüldüğü gibi yatay boru kullanılması halinde de yoğuşan soğutucu akışkanın buharlaşma bölgesine geri dönmesi zorlaşır. Bu sebeple borunun iç yüzeyine kılcal yapıdaki (gözenekli) elamanlar yerleştirilerek yoğuşan soğutucu akışkanın buharlaşma bölgesine doğru akması sağlanır. Bu hal kılcal sistem olarak adlandırılır.

Bazı ısı borularında merkezkaç, elektromagnetik, elektrostatik veya osmotik kuvvetler de yararlanır. Fakat uygulamalarda genel olarak kılcal sistem kullanılır.

Kılcal sistemde basınç farkı

$$P_k : P_{\text{buhar}} - P_{\text{sıvı}} : \frac{4\gamma}{P_k}$$

$$Q : \frac{F_k \cdot D_k \cdot \gamma \cdot \Delta T_b}{L}$$

ifadeleriyle belirlidir. Bu ifadelerde

$D_k$  : kılcal çap

$L$  : borunun etkin boyu

$\gamma$  : yüzey gerilimi

$\nu$  : sıvının kinematik viskozitesi

$\Delta T_b$  : buharlaşma entalpisi

$F_k$  : kılcal kapiler yüzey olmaktadır

(Dağsöz 1991)

### Uygulamaları :

Isı borusu atılan kirli havadaki enerjiyi geri kazanarak sisteme girin temiz havaya verir. Soğutulan ünitelerde giren sıcak havadaki ısının, çıkan soğuk havaya bir ısı borusuyla aktarılmasıyla soğutma maliyetinde önemli ölçüde azalma sağlanabilir.

Diğer uygulama alanları arasında,

- Kurutma, kavurma ve pişirme fırınlarından atık ısının geri kazanılarak yeniden kullanılması
- Yanma havası ön ısıtması
- Motor egzostlarından ısı geri kazanımı sayılabilir

Isı borularının endüstriyel uygulamalarındaki sıcaklık limitleri (-140 C) ve ( 600 C) dir. Isı borularının hiç bir hareketli parçası olmadığı için, bu sıcaklık limitleri arasında uzun süre çalışabilirler. Burada ısı kaynağının ve ısının aktarılacağı ortamın yan yana olması gereklidir. Aksi taktirde giriş ve çıkış gaz kanallarının modifiye edilmesi ilave masraflara yol açabilir.

(Demirkol 1988)

## 2.6 SPIRAL ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Spiral ısı değiştiricileri iki adet spiral olarak kıvrılmış levhadan ibaret olup alın yzeyleri iki dzylemsel levha ile kapanmıştır.Kuuk bir hacim içinde çok bzyuk ısı geçiş yzeyi elde edilmesi yonunden çok avantaşlıdır.1 m hacim içinde 80 m ye kadar ısı geçiş yzeyi elde edilebilmektedir Isı taşınım katsayılarıda oldukça yzsek olup,sıvı ve sıvı çalışma halleri için toplam ısı geçiş katsayısı genellikle  $K : 600-2000 \text{ W/m K}$  değerindedir.Genellikle yzsek basınçtaki çalışmalara uygun olmayıp en fazla 15 kg/cm işletme basınçlarına kadar çıkılabilir.

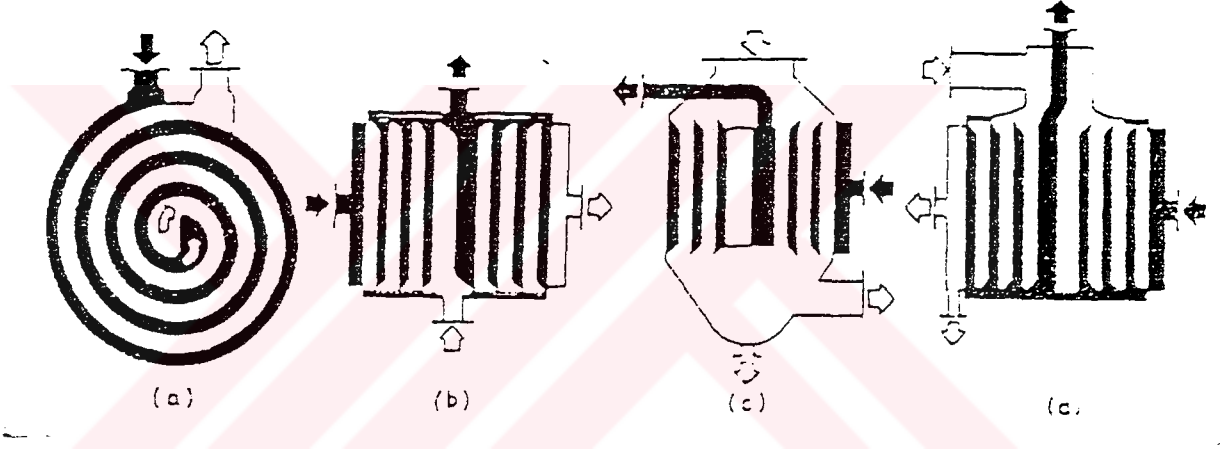
Spiral ısı değiştiricilerinde muhtelif akış Şekilleri sağlayacak Şekilde konstruksiyon yarılabilir.

Şekil ( 2.20) de verilen a tipinde yan taraflar kaynak ile kapatılmıştır.1 nolu akışkan alt ve gömlek kısmından girip yan ve diş kısmından çıkarken ,2 nolu akışkan yan ve diş kısımdan girerek st ve göbek kısmından çıkmaktadır.Bu halde grldği gibi zıt yönlü paralel akım hali sözkonusudur.1 ve 2 nolu akışkanların geçtikleri spiral kanallar alt ve st kısımlardan kapanmışlardır.Yine aynı Şeklin b tipinde ise 1 nolu akışkan st taraftan girmekte,spiral kanalları aşağı doğru doğrusal hareketle geçerek alt kısımdan çıkmaktadır.2 nolu akışkan ise yan orta taraftan girerek spiral içinde hareketle st ve göbek kısmından çıkmaktadır

Dikkat edilirse burada çapraz akım hali ortaya çıkmaktadır ve sadece 2 nolu akışkanın geçtiği spiral kanallar alt ve st taraftan kapanmışlardır.

c tipinde ise 1 nolu akışkanın geçtiği spiral kanallar sadece alt ve 2 nolu akışkanın geçtiği spiral kanallar ise her iki taraftan kapanmışlardır.1 nolu akışkan st taraftan girerek yoğuşan kısmı yan ve alttan,yoğuşmayan kısmı ise yan ve orta kısımdan girerek st göbek kısmından ısı değiştiriciyi terk ediyor

Spiral ısı değiştiricilerinde spiral levhalar arasındaki kanal genişliği 5 - 15 mm, kanal yüksekliği 100 - 1800 mm arasında değişmekte olup 250 m büyüklüğe kadar ısı geçiş yüzeyleri yapılmaktadır. Yatay veya düşey olarak montajları yapılabilir. Spiral ısı değiştiricileri bilhassa bira, meyva suyu, süt soğutulmasında olduğu gibi gıda sanayinde kullanılır. Sökülme ve temizlenmeleri kolaydır. (Dağsöz 1985)



şekil (2.20) Spiral ısı değiştiricileri

## 2.7 GAZ SIVI ISI DEĞİŞTİRGEÇLERİ

Gaz - sıvı ısı değiştirgeçleri, atık bir gazdaki ısıyı direkt olarak sıvı bir ortama aktaran sistemlerdir.

Gaz - sıvı ısı değiştirgeçleri düşük veya orta sıcaklık aralığındaki egzost gazlarından atık ısı geri kazanımı amacıyla kullanılırlar.

Başlıca uygulama alanları arasında,

- Proseslerde sıvıların ısıtılması
- Su ısıtma
- Buhar kazanlarında besleme suyunun ön ısıtılması, sayılabilir.

Gaz - sıvı ısı değiştirgeçlerinin kullanıldığı yerlerde atık gaz sıcaklığının çığlenme noktasının altına düşmemesine özen gösterilmelidir. Aksi taktirde, özellikle kullanılan yakıtların kükürt ihtiva ettiği hallerde, asit oluşumuna bağlı olarak yüzeylerde korozyonlar ortaya çıkabilir.

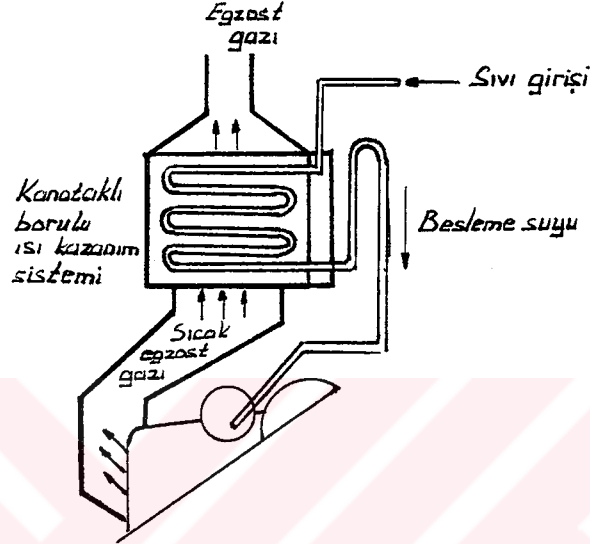
### 2.7.1 Kanatçıklı Borulu Isı Değiştirgeçleri :

Buhar kazanlarının besleme suyunun ön ısıtılması, proseslerde gerekli sıvıların ısıtılması, hacim ısıtılmasında gerekli sıcak su, günlük tüketimde gereken sıcak suyun hazırlanmasında egzost gazlarındaki atık ısıdan faydalanmak mümkündür ve bu amaçla genellikle kanatçıklı borulu ısı değiştirgeçleri kullanılır. Bu sistemde ısıtılan sıvı dairesel kesitli borulardan geçirilir. Isı transfer yüzeyini arttırmak için borulara kanatçıklar ilave edilmiştir.

Şekil (2.21) de egzost gazlarındaki atık ısıdan yararlanmak amacıyla tasarlanan kanatçıklı borulu ısı değiştirici görülmektedir. Uygulanan bu özel model ekonomayzer olarak isimlendirilmektedir. Borular genellikle seri olarak bağlanırlar ancak sıvı tarafındaki basınç kayıpları ise boru dizilerinin sayısı ve borular arası mesafeler ayarlanarak düzenlenir. Kanatçıklı borulu ısı değiştiriciler modüler boyutlarda hazır olarak bulunabileceği gibi standart elamanlardan kolaylıkla imal edilebilir. Isıtılan sıvının sıcaklık kontrollü kanala gaz

tarafı için bypass düzenlemesi eklenerek sağlanır. Bu düzenleme ile ısı değiştirici üzerinden geçen sıcak gazların akış hızı değiştirilebilir. Kanatçık ve boru malzemesi sıcak egzost ile sıvının aşındırıcı etkilerine dayanıklı olmalıdır. Kanatçıklı borulu ısı değiştiriciler orta ve düşük sıcaklıklarda egzost gazlarındaki atık ısdan yararlanmaya uygun cihazlardır.

(Güngör, Özbalta 1988)



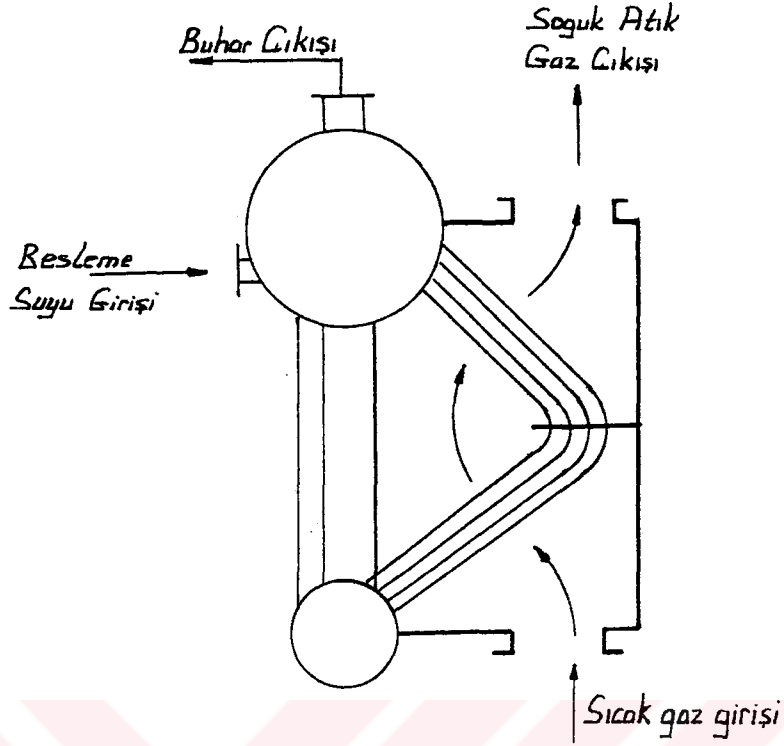
Şekil (2.21) Kanatçıklı borulu ısı değiştirici

### 2.7.2 Atık Isı Kazanları:

Atık ısı kazanları yüksek sıcaklıktaki gazlardan atık ısı geri kazanımı amacıyla kullanılır. Tipik yüksek sıcaklıklı gaz kaynakları arasında,

- Fırınlardan çıkan sıcak gazlar.
- Motor egzostlarından çıkan sıcak gazlar.
- Gaz türbinlerinin egzost gazları sayılabilir.

Atık ısı kazanları genellikle su borulu tarzda imal edilir. Su ile dolu boruların üzerinden geçen sıcak gazlar suyun buharlaşmasını sağlar, böylece üretilen buhar alınarak proses veya bina ısıtılmasında kullanılır. Isı geri kazanımında en sık kullanılan su borulu atık ısı kazanının dizaynı şekil (2.22) da gösterilen iki dramlı kazan tipidir. Bu dizayn basınçlı  $0,115 \text{ MN/m}^2$  ye kadar olan sıcak gazlar için uygundur.



Şekil (2.22) Atık ısı kazanı

Gaz ve su geçişlerinin daha yüksek basınçlı olması halinde duman borulu dizaynda yüksek sıcaklıktaki atık gazlar kazan borularının içinden geçerken kazan besleme suyu borularının etrafını kaplar ve atık gazdaki ısı borulardan geçerek kazan suyuna aktarılır. Bu dizaynlarda genellikle buhar basıncı  $3,2 \text{ MN/m}^2$  ye kadar çıkabilmektedir üretilen buharın basıncı ve üretim hızı aşağıdaki faktörlere bağlıdır.

- Kazana giren sıcak atık gazların sıcaklığı.
- Sıcak gazların akış hızı
- Kazanın ısı aktarım verimi

Atık gazlardaki ısının gerekli buhar miktarını üretmek için yeterli olması halinde, kazan üzerindeki yardımcı brülörlerin çalıştırılması gerekir. Buhar üretim hızının talep seviyesine ulaştığı durumlarda ise atık gazın bir kısmı doğrudan bacaya verilerek buhar çıkışı ayarlanabilir.

Atık ısı kazanına gazın giriş sıcaklığı kontrol edilerek  $800 - 1000 \text{ C}$  nin üzerine çıkarılmaması sağlanır. Aksi takdirde

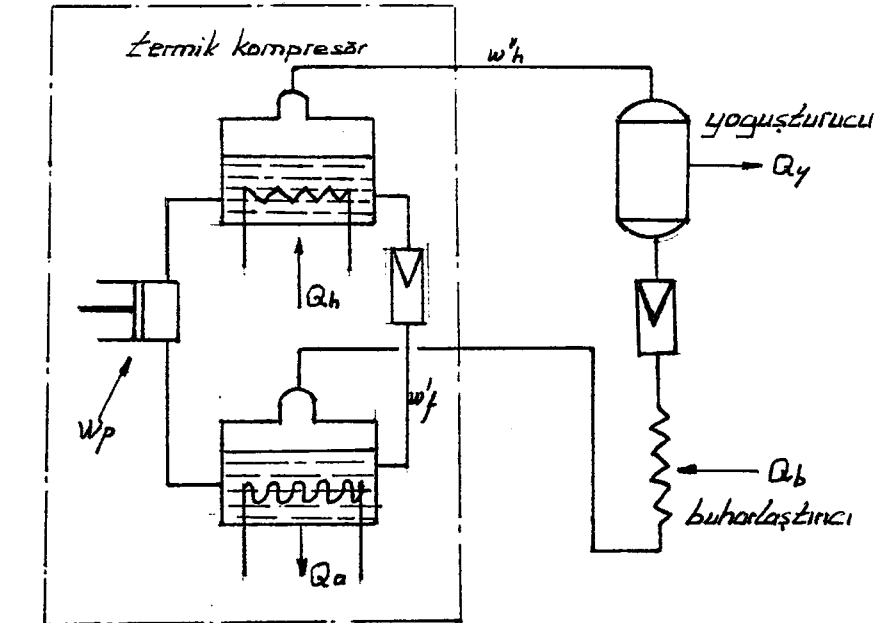
boru yüzeylerinde kül ergimesi nedeniyle kirlilik ortaya çıkabilir.Sıcaklık kontrolü bir damper yardımıyla,sıcak gazın içine seyreltme havası enjeksiyonu ile yapılır.Kazanlar genellikle,çıkış gazı sıcaklığı 200 - 220 C civarında olacak şekilde dizayn edilir.Çünkü bu sıcaklığın altında asit oluşumuna bağlı olarak gaz kanallarında korozyon ortaya çıkabilir.Gazın giriş ve çıkışındaki bu sıcaklık limitleri nedeniyle kazandan elde edilebilecek maksimum işletme %65 civarındadır.



## 2.8 ABSORPSİYONLU SOĞUTMA

Absorpsiyonlu soğutma makinasının kompresiyonlu soğutma makinasından farkı mekanik kompresör yerine termik kompresör kullanılmasıdır. Soğutma elde etmek için mekanik ve elektrik enerjisi yerine ısı enerjisi kullanılacaktır. Atık gazlar atık buhar veya güneş enerjisi ısı kaynağı olarak kullanıldığı zaman absorpsiyonlu soğutma makinası daha ekonomik olur.

Absorpsiyonlu soğutma makinasında yoğunlaştırıcı, genişleme valfi, buharlaştırıcı bulunmaktadır, ancak mekanik kompresörün yerini termik kompresör almıştır. Termik kompresörde akışkan olarak ikili eriyikler kullanılır. Karışımdaki bileşenlerin biri soğutucu akışkan olarak soğutma devresinde dolaştıktan sonra tekrar eriyik tarafından tutulur. En çok kullanılan çift  $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$  olur. Böyle bir karışım ısıtıldığı zaman elde edilen buhar %100'e yakın saf  $\text{NH}_3$  buharı olur ve klasik soğutma çevriminde soğutucu akışkan olarak kullanılabilir. Son yıllarda  $\text{H}_2\text{O} + \text{LiBr}$  çifti de kullanılmaktadır. Burada buharlaşan  $\text{H}_2\text{O}$  soğutucu akışkan vazifesini görür ve  $\text{H}_2\text{O} + \text{LiBr}$  eriyiği absorpsiyon sıvısı olur. Absorpsiyonlu soğutma makinasında buharlaştırıcıdan gelen gaz halindeki soğutucu akışkan absorpsiyon sıvısı tarafından yutulur ve böylece çevrim tamamlanır. (Ayber)



Şekil (2.23) Absorpsiyonlu soğutma makinası şeması

## III.BÖLÜM

## 3.1 ATIK ISININ BİLEŞİK ISI-GÜÇ SİSTEMLERİ İLE GERİ KAZANIMI

Bileşik ısı-güç sistemleri,kullanılan yakıtın ısı enerjisini elektrik enerjisine dönüştüren ve bu proses esnasında ortaya çıkan atık ısının kullanımına imkan vererek toplam verimin yükselmesini temin eden kombinasyonlardır. Kullanılmayan enerji ise %10-15 civarındadır.Bileşik ısı güç sistemlerinde kapasite tesbitinde öncelikle elektrik enerjisi üretimi dikkate alınmakta ise de,kazanılan atık ısının miktarı sistemin fizibilitesini önemli ölçüde etkilemektedir.Kış aylarında ısıtmada kullanılan atık ısı,yaz aylarında absorpsiyonlu soğutma cihazı ile klima sistemlerinde kullanılabilir.(Akın 1994)

## 3.2 BİLEŞİK ISI GÜÇ SANTRALLERİ

Enerji tasarrufu sağlayıcı tedbirler arasında önemli ve öncelikli yeri olan ısı güç santrallerinin yaygınlaştırılması ile özellikle sanayi sektöründe enerji verimliliğinin artması,güvenilir ve ucuz enerjinin temin edilmesi yanı sıra birincil enerji kaynaklarından tasarrufu ve genel ekonomik dengeler içinde bir rahatlama sağlanabilecektir.

Hidro,termik veya nükleer elektrik santrallerinde üretilen geneleksel elektrik,ortalama %37 verimlilik sağlamaktadır.İletim sırasındaki kayıplarda dikkate alırsa,bu rakam %33 e indirilebilir.Büyük elektrik üretim istasyonlarında ısıdan faydalanılmadığından,ısının yaklaşık %66 sı kaçınılmaz olarak kaybolmaktadır.Bundan başka,kullanıcı tarafından tüketilen termik enerji en olumlu şartlarda dahi sadece takribi %90 gibi bir verimlilik seviyesine ulaşmaktadır.Atık ısının değerlendirilmesi sayesinde kojenerasyon sistemleri yaklaşık %85 genel verimlilik arz etmektedir ve bu durumda birincil enerji alanında büyük bir tasarruf demektir.

Petrol türevlerinin yerini doğalgaz kömür veya atık enerjiler aldığından,birçok durumlarda kojenerasyon tüketim yapı

sının yeniden düzenlenmesini sağlayarak, ithal kaynaklara olan bağımlılığı azaltmaktadır.

Genel ekonomik dengeler bakımından, elektrik üretim kapasitesini arttırdığından kojenerasyon sistemlerinin uygulanması yeni elektrik santrallerinin yapılması ihtiyacını azaltmaktadır. Elektrik düşük yatırım ortamında üretilmekte ve kilowatt başına düşen fiyat azaldığı sayesinde şirketlerin rekabet etme imkanları olumlu yönde etkilenmektedir.

Bundan başka kojenerasyon ile elde edilen birincil enerji tasarrufu çevre kirliliğinde bir azalma demektir. Geneleksi yöntemler ile üretilen bir ünite elektrik üç termik ünite gerektirirken, kojenerasyon sayesinde sadece 1,5 üniteye ihtiyaç vardır ve çevreyi kirleten çeşitli emisyonların toplam miktarı %50 azalmaktadır.

Kojenerasyon uygulamalarının çoğu genelde enerji fiyatlarında %20 - 30 azalma sağlar ve yatırım üzerindeki geri dönüş süresi ise yaklaşık 2-3 yıldır. (Ateş 1994)

### 3.3 KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALLERİNİN ENERJİ ÜRETİMİNDEKİ YERİ ve ÖNEMİ

Türkiye de ilk kombine çevrim uygulaması İzmir-Aliaga daki gaz türbinlerinde yapılmış ve mazotla çalışan her biri 30 MW lık dört gaz türbin ünitesine 1980-1983 yıllarında aynı sayıda atık ısı kazanı ve her biri 30 MW lık iki buhar türbin ünitesi ilave edilerek, santral kombine çevrim sisteme dönüştürülmüştür. Bilahare 1984 yılında Hamitabat ta 600 MW gücünde doğalgaz yakıtlı Trakya Kombine Çevrim Santralinin tesisine başlanmış, daha sonra santral 1986 yılında her biri 300 MW lık iki kombine çevrim bloğu ile tevsi edilerek toplam gücü 1200 MW a yükseltilmiştir. ISO şartlarında %50 nin üzerindeki termik verimliliğe ulaşan Trakya K.Ç Santrali'nin ardından, 1987 yılında, her biri 450 MW lık üç guruptan oluşan 1350 MW Ambarlı K.Ç Santrali'nin tesisine başlanmış ve tüm üniteleri halihazırda işletmede olan bu santralde %52,5 (ISO) termik verimlilik sağlanmıştır.

Türkiyedeki toplam kurulu güç içindeki payları 1991 yılı itibariyle %14,9 olan Trakya ve Ambarlı K.Ç Santralleri, aynı yıldaki toplam üretim içinde %20,8'lik bir paya (Ambarlı K.Ç Santrali 3. bloğunun tam kapasitede çalışmamış olmasına rağmen) sahip olmuşlardır. Bu yıl içinde Trakya K.Ç Santrali %92,26 lık emreamedelik ve %98,63'lük güvenilirlik oranı ile çalışmıştır.

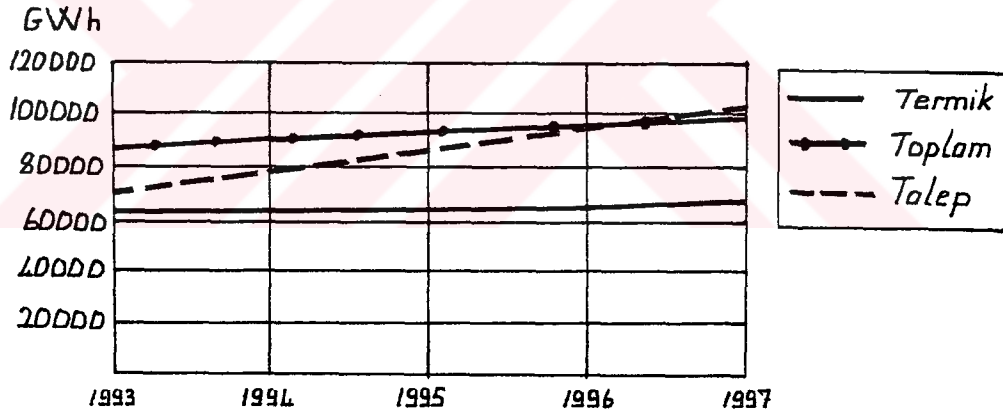
Görüldüğü üzere, güvenilirlik ve emreamedelik oranları çok yüksek olan kombine çevrim santralleri, ülkemizin enerji talep artışının karşılanmasında gelecek önemli bir paya sahip olacaktır. Zira 1993 yılı itibariyle 20335,1 MW olan toplam kurulu gücümüzün yıllık ortalama %8 talep artışı neticesinde, 2010 yılında 60000 MW seviyesine çıkması gerekmektedir. Bu durumda toplam kurulu gücümüzün 2000 yılına kadar ortalama yılda 1600 MW, 2000 - 2005 yılları arasında ortalama yılda 2400 MW ve 2005 -2010 yılları arasında da ortalama yıl da 3400 MW artması şarttır.

Kurulu güçteki bu gelişime göre doğalgaz yakıtlı kombine çevrim santrallerinin yıllık üretimdeki payı 1995 yılına kadar 6 milyar m /yıl, 2000 yılına kadar 8 m /yıl, 2005 yılına kadar 12 m /yıl ve 2010 yılına kadar 17 milyar m /yıl doğal gaz ithal edileceği varsayılarak yapılan planlama çalışmaları bazında %25 seviyesinin üzerinde olacaktır. Ancak doğalgaz ithalatında belirtilen miktarların üzerinde bağlantılar yapılması durumunda bileşik ısı güç santralleri ile birlikte kombine çevrim santrallerinin kurulu güç içindeki paylarının yükseleceği açıktır. Planlama çalışmalarındaki varsayımlarla yılda ortalama 680 MW lık doğalgaz yakıtlı santral tesisi gerekirken, daha fazla miktarlarda doğal gaz ithal edilmesi durumunda, gerek yüksek termik verimleri, gerekse yüksek emre amadelik ve güvenilirlik oranları ile yatırım bedeli çok kısa sürede geri ödenebilen doğal gaz yakıtlı kombine çevrim ve bileşik ısı güç santrallerinde büyük bir artış olması kaçınılmazdır.

Kombine çevrim ve bileşik ısı güç santrallerine böylesine öncelik kazandıran diğer avantajları sıralamasak bile, 1994 -

1997 kısa dönem enerji üretim - tüketim dengelerine bakıldığında, önümüze çıkan enerji darboğazının atlatılmasındaki önemini vurgulamak gerekmektedir. Aşağıdaki tablodan da görüleceği üzere, mevcut ve inşa halindeki üretim tesislerindeki proje üretimleri gözönüne alındığında, güvenilir üretime göre enerji açığı 1995 yılı sonundan itibaren başlamaktadır. 1996 ve 1997 yıllarında ne olacak? Planlama çalışmalarında yer alan inşa halindeki hidrolik santraller tamamlanabilecek mi? Son ünitesi 1996 yılında devreye alınması düşünülen Kemerköy (Gökova) santrali çalıştırılacak mı? Mevcut kurulu güç içinde yer alan, ancak bilinen nedenlerle üretimleri zaman zaman durdurulan Orhaneli, Yatağan gibi termik santraller planlama çalışmalarında hesaba katılan güvenilir üretim miktarlarına ulaşabilecekler mi?

Bu gibi birçok sorunun günümüz itibariyle yanıtları oldukça olumsuzdur. (Egeli, Özgürel 1994)



Şekil (3.1) Güvenilir üretimlerin gelişimi ve enerji talebi. \*

Önümüzdeki yıllarda karşılanabilecek muhtemel bir enerji açığının kapatılabilmesi için en uygun çözüm ise 28-30 ayda devreye alınabilecek olan kombine çevrim santralleri olup, zaman kaybetmeden toplam 1200-1400 MW lık kombine çevrim santrali tesisine başlanmalıdır.

\* TEK - APK Türkiye Üretim - Tüketim İncelemesi(1993-1997)

### 3.4 KOMBİNE ÇEVİRİMDE KOJENERASYON UYGULAMASI

Kombine çevrim santrallerinden gerek bölgesel ısıtma, gerekse endüstriyel proseslerde kullanmak için buhar alınmak suretiyle yapılan kojenerasyon uygulaması ile, yakıt kullanım verimliliği %90-92 mertebesine yükseltilebilir. Bunun için öncelikle buhar türbininde kondensasyon kayıplarının minimuma indirilmesi, yani türbinin alçak basınç kısmına buhar akışının kısılması gereklidir. Bu durumda kondensasyonlu buhar türbini veriminde bir miktar azalma olmakla birlikte, alınan buhardan ısıtma ya da endüstriyel proses amaçlı olarak yararlanılmak suretiyle yakıt kullanım verimliliği yükseltilmiş olur. Eğer buhar türbini geri basınçlı tipte ise, yani buhar türbin egzozundan alınıyorsa, verimde bir değişiklik olmayacaktır. Ancak geri basınçlı buhar türbin veriminin kondensasyonlu buhar türbin veriminden oldukça düşük olduğu da unutulmamalıdır. Bunun dışında kojenerasyon için gereken buhar atık ısı kazanı kızdırıcısından da alınabilir, ancak bu durumdada buhar türbini kapasitesi daha küçük seçilmek durumundadır. (Egeli, Özgürel 1994)

### 3.5 AMBARLI K.Ç SANTRALINDA KOJENERASYON UYGULAMASI

Ana yakıt olarak doğal gaz ile çalışan 1350 MW gücündeki Ambarlı K.Ç Santrali altı gaz türbin ünitesi ve diğer yardımcı tesislerden meydana gelmekte olup, bu tip santrallerin dünyadaki en büyük ve önemli örneklerinden biridir.

Ambarlı K.Ç Santrali ısıtma sisteminin tümü, bu defa bütün teknolojik binaları da kapsayacak şekilde daha proje aşamasında kojenerasyon düşüncesiyle ele alınarak, tüm santral prosesi bu düşünceye göre şekillendirilmiş ve bir elektrik santralinin iç bünyesinde yapılabilecek en ileri düzeyde kojenerasyon mantığı ile projelendirilmiştir.

Ambarlı K.Ç Santrali ısıtma sisteminde ısı ihtiyacının tümü yardımcı buhar devresi olarak isimlendirilen bir sistemden alınmaktadır. Yardımcı buhar devresi 12 bar, 250 C dizayn şartlarında projelendirilmiş olup, buhar beslemesi ilk yol

vermede kullanılan doğal gaz/mazot yakıtlı bir yardımcı kazan ve her üç buhar türbininden çekilebilen ara buhar ile yapılmaktadır. Yardımcı buhar devresi santralin kendi prosesi için de besleme suyu ısıtılması ve türbinlerin tıkaç buharı sistemlerine buhar sağlanması fonksiyonunu yerine getirmekte ve ayrıca teknolojik, idari ve sosyal binaların ısıtılması için eşanjörlerle buhar beslemesi yapmaktadır.

Merkezi ısıtma sistemi, yardımcı buhar devresinden beslenerek aşağıdaki bina sistemlerinin, ısı ve sıcak su ihtiyacını karşılayan kapalı bir sistem olarak projelendirilmiştir.

Isıtılan binalar ve ısı ihtiyaçları şöyledir:

- Kumanda binası:136 kw
- Fuel-oil arıtma binası:219 kw
- Su arıtma binası:383 Kw
- Kazan binası:819 kw
- Buhar türbini binası:744 kw
- Gaz türbini binası:569 kw
- İdari bina,ambar,atelye,kafeterya,garaj:1050 kw
- 108 adet lojman,misafirhane:1750 kw
- Toplam 4923kw

Santral sahası içindeki tüm ısı ihtiyacı, yardımcı buhar devresi tarafından beslenen iki adet eşanjörle ısıtılan kapalı devre merkezi ısıtma sistemi ile karşılanmaktadır. Santral sahasından yaklaşık 1,5 km uzaklıktaki lojmanlar ve misafirhane ise ayrı bir kapalı devre ısıtma sistemi ile ısıtılmaktadır. Bunun için yardımcı buhar devresinden alınan buhar 1,5 km'lik bir havai buhar hattı ile sosyal site eşanjör dairesine gönderilmekte ve kondensat hattı ile tekrar santral sistemine geri dönmektedir. Sosyal site eşanjör dairesinde ayrıca ilave bir eşanjör ile misafirhane sıcak su ihtiyacı da karşılanmaktadır.

Ambanlı K.Ç. Santrali kojenerasyon bazlı ısıtma sisteminde bugüne kadar ciddi bir sorunla karşılaşılmamış olup, sistem halen proplemsiz olarak çalışmaktadır. Sistemin devreye alınmasından sonra, regüler kontroller dışında operatör gereksinimi yoktur.(Egeli,Özgürel 1994)

### 3.6 AMBARLI KOMBİNE ÇEVİRİM SANTRALI

#### ATIK ISI SİSTEMİ

Güç santrali üç kombineye ayrılmıştır. Her kombine aşağıdaki kısımlardan oluşmuştur.

- a) İki ayrı gaz türbini
- b) Her birinde bir HP (Yüksek basınç), bir LP (Alçak basınç) su/buhar sistemi ve bir bypass bacası olan iki adet atık ısı sistemi (Her gaz türbini ardında bir atık ısı sistemi yer alır).
- c) Müşterek bir besleme suyu tankı.
- d) Bir buhar türbini.
- e) Kondensatı besleme suyu tankına taşıma sistemi

#### DUMAN GAZI AKIŞI

Gaz türbinindeki akış istikameti üzerinde bir bütün olarak kurulmuş olan atık ısı sistemi, bir bypass bacası ve bir atık ısı kazanı olmak üzere iki ana bileşenden ibarettir. Bypass bacasındaki ve atık ısı kazanının giriş kısmındaki bir damper sistemi, gaz türbininden çıkan atık gazın (560 C), bypass bacası içine yada atık ısı kazanı içine verilmesini sağlar.

Ön soğutma dışında, bypass bacası ile çalışma süresince, atık gazlar, atmosfere atılmak suretiyle tahliye edilir. Atık gaz, atık ısı kazanı içinde taşınırken, sahip olduğu ısı enerjisinin büyük bir kısmı buhara transfer edilir. Bu esnada atık gaz da soğutulmuş olur. Sonra buhar buhar türbinleri içine gönderilir ve elektrik enerjisi üretimi için kullanılır.

Sadece, duman gazı akışlarından birisinin anahtarlanması esnasında, gaz türbininin işlerliği, elektriksel bir kilitleme sisteminin işlerliği tarafından sağlanır ve kontrol edilir.

Bypass bacasındaki K2 ve atık ısı kazanına gidiş istikameti üzerindeki K1 damperleri, herbirinde 8 damper kanadı olmak üzere çift damper şeklinde ayarlanmıştır.

Damperin bir bölümü yol verme ve durdurma sırasında reglaj fonksiyonunun gerçekleştirilmesini sağlar. Halbuki ikinci bölüm, sadece açma kapama işlevini yerine getirir. Her iki damper bölümü yani "kontrol" ve "açma/kapama" bölümleri kapalı ve gaz türbini çalışıyor olduğu zaman, damper arasında da sızdırmazlık havası kullanılır.

Gerekli basınç ve miktardaki sızdırmazlık havası, iki adet sızdırmazlık hava fanıyla temin edilir. Normalde bir hava fanı çalışırken, diğeri halihazırda durur.

Kazan çalışmıyorken ısıtma yüzeyi borularının dış etkilere karşı korunması için K3 damperi yerleştirilmiştir. Bu damper için atık gazın sızdırılmaması zorunluluğu olmadığından, kendi elektriksel kumandası olan iki kanatlı tek bir damper olarak tasarlanmıştır.

#### K1 Damperi:

K1 damperi sızdırmazlık havasının kullanımı için çift damper olarak tasarlanmıştır.

Her damper bölümü veyahut "kontrol" ve "açma/kapama" bölümü 8 kanat ihtiva eder. Bu 8 kanadın 4 tanesi bir servomotor tarafından tahrik edilirler. Her iki damper seviyesi kapatıldığı anda, K1 damperi sızdırmazlık havasıyla doldurulur.

Damperin ikisinden biri açıldığı taktirde sızdırmazlık hava kapağı kapanır.

#### K2 Damperi:

K2 tertibatı K1 dekine benzer. Aralarındaki fark, işlev farkı ve bunun sonucu olarak tip ve kumanda numarasındaki farktır.

K1 damperinde olduğu gibi K2 damperinde de bir "kontrol" bölümü ve bir "açma/kapama" bölümü mevcuttur. 4 adet damper kanadının her biri pnomatik bir çalışma silindiri ile tahrik edilirken emniyetli çalışması için birde elektrik motoruna sahiptir.

Açma kapama bölümündeki her damper kanadı bir pnomatik silindir tarafından tahrik edilir.

"Kontrol" ve "açma/kapama" seviyelerinin emniyet pozisyonu açıktır. Bu sebepten dolayı "kontrol" ve "açma/kapama" seviyelerindeki rnomatik kumandalar, iki saniye içinde hızlı açma yapabilecek şekilde tasarlanmıştır.

Eğer gaz türbini çalıştığı müddetçe K2 nin her iki seviyesinde kapanırsa (veyahut, türbin atık gazının tamamı atık ısı kazanı içinden geçerse) K2 açık sızdırmazlık hava kapağı yoluyla sızdırmazlık havasıyla doldurulur.

#### Bypass Bacası:

Bypass bacası silindirik ve yalıtkan olan metal plakadan bir kanal ve kanalla beraber yapılmış olup bir sustucunun kuyruğu ile tutmuş olduğu K2 damperinden ibarettir.

#### Atık Isı Kazanı:

Atık ısı kazanı, ısıtma yüzeylerine sahip ve metal plakadan yapılmış olan bir kanaldan ibarettir.

Yataydan dikeye doğru yön değişiminin gerçekleştiği yere deflektör plakaları konularak, sapma kayıplarının minimuma indirgenmesi sağlanmıştır. Duman gazı, aşağıdaki basamaklardaki ısıtma yüzeylerinden geçer.

2 Nolu HP kızdırıcısı

1 Nolu HP kızdırıcısı

HP evaporatörü (buharlaştırıcısı)

2 Nolu HP ekonomizeri

LP kızdırıcısı

LP evaporatörü

1 Nolu HP ekonomizeri ve LP ekonomizeri kondensat ısıtıcı

Aynen bypass bacasında olduğu gibi atık ısı kazanında bir susturucu mevcuttur. Bu susturucudan sonra atık ısı kazanının profili dikdörtgen yuvarlağa dönüşecek şekilde değişir. Yağmur koruma tertibatı olan K3 sürgüsü kazan menfezine monte edilmiştir. K3 sürgüsü iki elektrik servomotoru tarafından tahrik edilir.

#### Su/Buhar Sistemi:

Su/buhar sistemi HP kısmı ve LP kısmı ile kondensat ısıtıcısı olmak üzere üç gruba ayrılır. HP ve LP kısımları

ekonomizer, dram, evaporatör ve kızdırıcıya sahip, başlı başına buhar üreteçleridir. Bu üç basınç sisteminin tamamı, bir atık ısı kazanına bağlıdır.

Her bir kombinenin (Birleşik sistem) sahip olduğu iki atık ısı kazanınının HP ve LP besleme suyu sistemleri müşterek bir besleme suyu tankından gelen besleme suyu ile beslenir.

HP Sistemi :

Dizayn basıncı	102 bar
2 nolu kızdırıcı çıkışındaki sıcaklık	526 C

Besleme suyu, iki HP ekonomizeri içine ayrı HP besleme suyu pompaları tarafından pompalanır. Oradan da bağlantı hattıyla HP kazan dramı içine pompalanır. Sirkülasyon pompaları ile cebri sirkülasyon evaporatörüne beslenen su, iki taşma boru içinden drama geri döner.

Dramda su ve buhar ayrılır. Buhar kızdırıcı içine akar-ken su tekrar evaporatörde basınçlı olarak sirküle eder. Dramın sabit seviyede tutulması için boşaltılan buhar hacmi yerine aynı hacimde besleme suyu alınmalıdır. Besleme suyunun miktarı besleme suyu reglaj valfiyle ayarlanır.

Dramdan gelen doymuş buhar kızdırıcı tarafından kızdırılır. Kızdırıcı arasında bir adet püskürtme HP sıcaklık ayarlayıcısı olan iki kısımdan oluşur. Böylece 2 nolu kızdırıcı çıkışındaki buhar sıcaklığı daha büyük bir yük aralığında sabit olarak tutulabilir. Püskürtme tip sıcaklık ayarlayıcısında, buhar, püskürtülerek atomize edilmiş besleme suyu ile soğutulur. HP sistemi iki adet kızdırıcı emniyet valfi ve bir adet dram emniyet valfi ile yüksek basınca karşı korunur. Kazan suyu sistemi, buhar sürgülü valfinde son bulur ve boru sistemi içine döner.

LP Sistemi:

Dizayn basıncı	11 bar
Kızdırıcı çıkışındaki sıcaklık	199 C

Bazı küçük detaylar dışında LP sisteminin kurulma prensipi HP sistemine uygundur. HP sisteminden farkı yalnızca bir ekonomizer ve bir kızdırıcı olmasıdır. Bu buhar sıcaklığının kontrol edilmeyeceği anlamına gelir. Fakat LP kısmındaki buhar hacminden kaynaklanır.

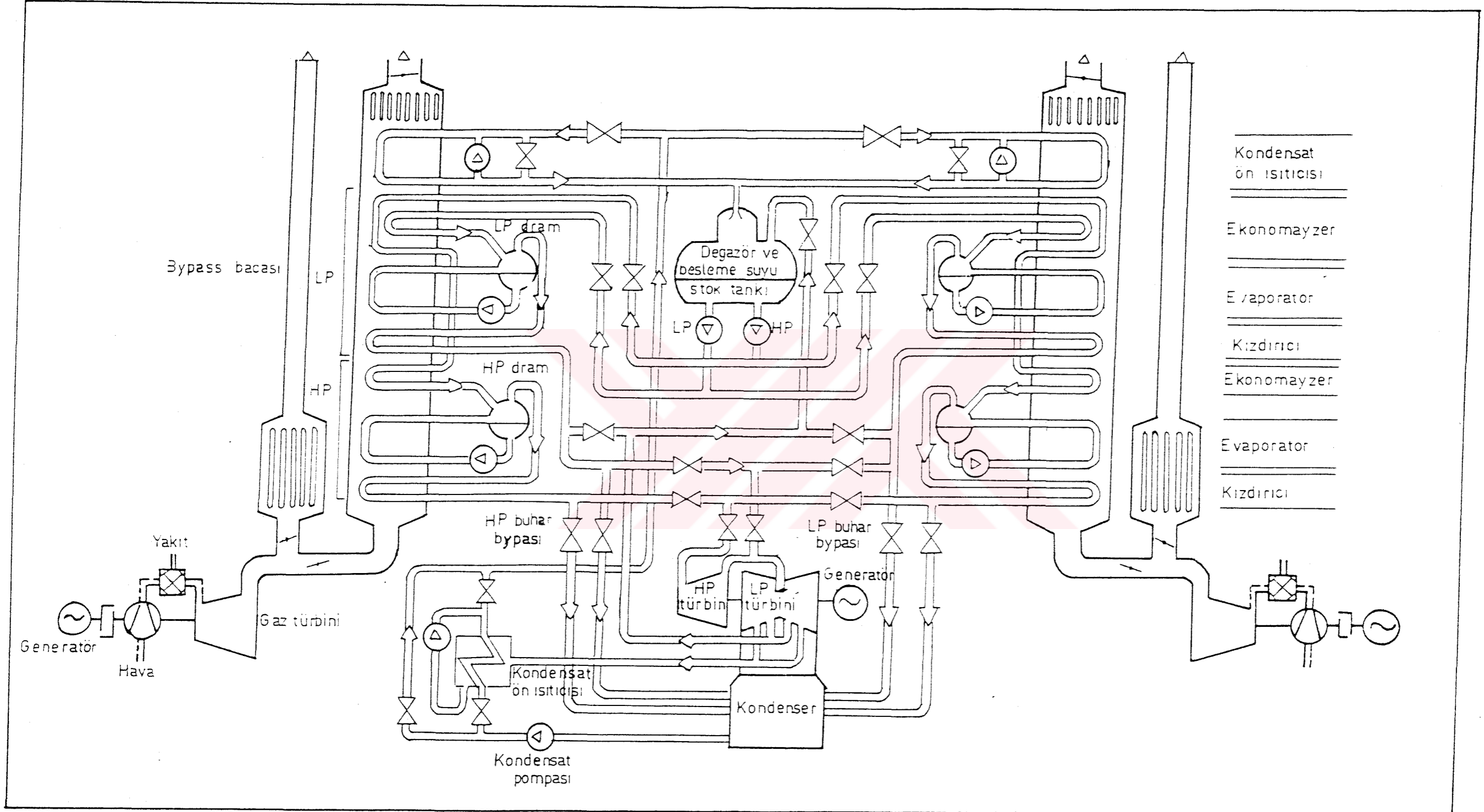
Dram ve kızdırıcı, aşırı basınca karşı korunmaları için bir emniyet valfiyle donatılmıştır.

#### Kondensat Isıtıcısı:

Kondensat ısıtıcısı, duman gazı akışı üzerinden kurulmuş son ısıtma bölgesidir. Su kısmında, kondensat ısıtıcısı, besleme suyu tankından önce yer alır. Böylece kondensatın, atık ısı kazanının ısıl verimini artıracak şekilde ön ısıtılması sağlanmış olur. Gaz türbininin çalışma kapasitesine bağlı olarak kondensatın kondensat ısıtıcısı içine giriş sıcaklığı halihazırda ısıtılmış kondensat eklenmesi ile artar. (Pompa ve reglaj valfi yoluyla) böylece kondensat sıcaklığının doyma noktası altına düşmesi önlenmiş olur.

HP kısmının	Baz	Pik
dizayn karakteristikleri	Yük	Yük
Buhar çıkışı	231.1 t/h	257.9
Dizayn basıncı	102 bar	
Doymuş buhar sıcaklığı	313 C	
Kızdırılmış buhar sıcaklığı	526 C	530
Besleme suyu sıcaklığı	106 C	106
LP kısmının	Baz	Pik
dizayn karakteristikleri	Yük	Yük
Buhar çıkışı	46.4 t/h	45.2
Dizayn basıncı	11 bar	
Doymuş buhar sıcaklığı	188 C	
Kızdırılmış buhar sıcaklığı	199 C	201
Besleme suyu sıcaklığı	105 C	105

(Ambarlı K.Ç 1991)



Sekil (3.2) Ambarlı K. G. Santrali Akım Seması

## IV.BÖLÜM

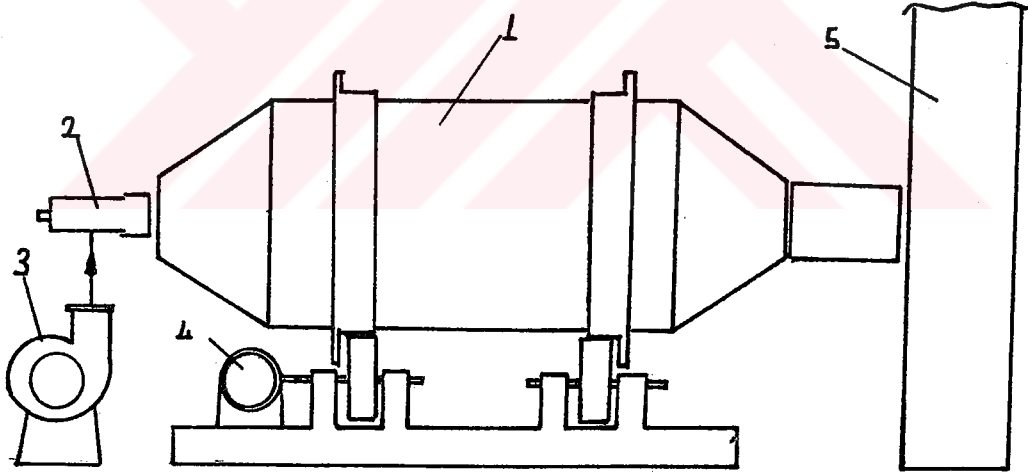
## FRİT FIRINLARINDAN ATIK ISI GERİ KAZANIMI

Frit seramik üretiminde kullanılan sır için bir yarı mamuldür.

Frit çeşitli madenlerin belli oranda karıştırılması ve bu karışımın yüksek sıcaklıkta (1100 - 1300 C) ergitilmesi ile üretilir.Eriyik kızgın halde,su içine boşaltılır ve ani soğutmayla kristal halde frit elde edilir.

Frit üretiminde kullanılan fırınlar çok çeşitli olmakla beraber bu bölümde incelenerek,atık ısısından faydalanacağı mız tip,rotatif frit fırınlarıdır.

Rotatif frit fırınları silindirik şekilde olup,bir elektrik motoru tahrikiyle dönen,üstten doldurmalı alttan boşaltmalı fırınlardır.Aşağıda şekil(4.1)de rotatif tipte bir frit fırınının şematik şekli görülmektedir.



Şekil (4.1) Rotatif frit fırını

- |                   |          |
|-------------------|----------|
| 1.frit fırını     | 2.brülör |
| 3.taze hava fanı  |          |
| 4.elektrik motoru |          |
| 5.baca            |          |

Bu bölümde Kütahya ilimize 8 km uzaklıktaki Altın Seramik Fabrikası için düşünülen atık ısı sistemi ele alınacaktır. İşletmenin frit hazırlama bölümünde bulunan iki adet frit fırınının baca gazlarındaki atık ısıdan faydalanılarak, LPG buharlaştırılmasında kullanılan evoparatörlerin sıcak suyunu ısıtabilen ve bunun yanında mahal ısıtılmasında kullanılabilen bir sistem üzerinde durulacaktır.

#### 4.1 FRIT FIRINI BACA GAZLARININ ISIL KAPASİTESİ

Frit Fırını Teknik Verileri :

Üretim kapasitesi : 4,5 ton/gün

Günlük şarj sayısı : 9

Çalışma süresi : 24 saat/gün

Yakıt : LPG

\* Yakıt tüketimi : 83,3 kg/h

\*\* Baca gazları sıcaklığı : 1000 C

---

\* Yakıt tüketimi, tesbit edilen aylık yaklaşık 60 tonluk tüketimin saate indirgenmesi ile bulunmuştur.

\*\* Termokupulla yapılan ölçümle bulunmuş olup üretim cinsine göre 950 C ile 1100 C arasında değişebilmektedir.

## Yakıt Sarfiyatı :

Bir frit fırını saatte 83,3 kg LPG yakmaktadır.  
LPG, %70 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ve %30 C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> dan meydana gelir.

$$\begin{array}{rcl} \text{C}_3\text{H}_8 & : & 36 + 8 : 44 \text{ gr/mol} & 44 \times 0,7 : 30,8 \text{ gr} \\ \text{C}_4\text{H}_{10} & : & 48 + 10 : 58 \text{ gr/mol} & 58 \times 0,3 : 17,4 \text{ gr} \\ & & & \hline & & & 1 \text{ mol LPG: } 48,2 \text{ gr} \end{array}$$

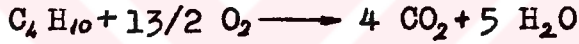
$$1 \text{ kg LPG} : \frac{1000 \text{ gr}}{48,2 \text{ gr/mol}} : 20,74 \text{ mol}$$

$$1 \text{ kg LPG} : 20,74 \times 22,4 : 467,57 \text{ lt}$$

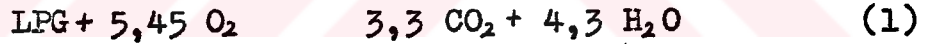
$$1 \text{ kg LPG} : 0,46 \text{ Nm}^3 \text{ dür}$$

Buna göre hacimsel olarak yakıt tüketimi,  
83,3 kg/h  $\times$  0,46 Nm<sup>3</sup>/kg dan 38,318 Nm<sup>3</sup>/ h olarak bulunur.

## Yakma Havası İhtiyacı :



LPG için,



Görüldüğü gibi 1 m LPG nin yanması için 5,45 m<sup>3</sup> O<sub>2</sub> gereklidir

Yine 1 m LPG nin yanması için gerekli minimum hava miktarı,

$$L_{\min} : \frac{\text{O}_2}{0,21} : 25,95 \text{ m}^3 \text{ dür.}$$

Hava fazlalık katsayısı  $\lambda$  olarak 1,2 alınmıştır.

$$\lambda : \frac{L}{L_{\min}} : 1,2 \text{ den,}$$

1 m<sup>3</sup> LPG nin yanması için gerekli hava miktarı L: 31,14 m<sup>3</sup> olarak bulunur.

## Baca Gazları Miktarı :

1 m<sup>3</sup> LPG nin yanması sonucu oluşacak baca gazlarının hacimsel değeri için (1) nolu denklemden yararlanılarak

$$V(\text{CO}) : 3,3 \text{ m}^3$$

$$V(\text{H}_2\text{O}) : 4,3 \text{ m}^3$$

$$V(\text{N}_2) : \frac{79}{21} \text{ O}_2 : 20,5 \text{ m}^3$$

$$V(\text{F.H}) : (\lambda - 1) \text{ I}_{\text{min}} : 0,2.25,95 : 5,19 \text{ m}^3$$

1 m<sup>3</sup> LPG nin yanması sonucu oluşan toplam baca gazı miktarı : 33,29 m<sup>3</sup>dür. Saatlik LPG tüketiminin 38,318 Nm<sup>3</sup> olduğu düşünülürse,

$$\text{Baca gazı debisi} : 38,318 \cdot 33,292 : 1275,68 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$: 0,35435 \text{ Nm}^3/\text{s} \text{ olur.}$$

Baca Gazlarının Cp si (Sabit basınçta özgül ısısı) :

$$C_{p\text{BG}} : X_{\text{CO}_2} \cdot C_{p\text{CO}_2} + X_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{p\text{H}_2\text{O}} + X_{\text{N}_2} \cdot C_{p\text{N}_2} + X_{\text{F.H}} \cdot C_{p\text{F.H}}$$

Bu denklemden,

X : Kütle oran olup, karışımdaki bileşenin toplam karışım kütlelerine oranıdır.

Aşağıdaki tabloda,

A : 1 m<sup>3</sup> LPG nin yanması sonucu oluşan baca gazlarının hacimsel miktarı.(m<sup>3</sup>)

B : Baca gazlarının saatlik hacimsel miktarları.(m<sup>3</sup>/h)

C : Bileşenlerin molekül kütleleri.(gr/mol)

D : Baca gazlarının saatlik kütle miktarları.(kg/h)

	* Cp kj/kgK	Cp kcal/kgK	A m	B m /h	C gr/mol	D kg/h
CO <sub>2</sub>	0,8418	0,2013	3,3	126,449	44,01	248,438
H <sub>2</sub> O	1,8723	0,4479	4,3	164,767	18,015	132,512
N <sub>2</sub>	1,0416	0,249	20,5	785,519	28,013	785,519
F.H	1,0035	0,240	5,19	198,87	28,97	257,19

\* (Büyüktür 1986)

Baca gazlarının toplam kütleli debisi : 1423,659 kg/h

$$C_{pBG} : \frac{248,438}{1423,659} \cdot 0,2013 + \frac{132,512}{1423,659} \cdot 0,4479 + \frac{785,519}{1423,659} \cdot 0,249 + \frac{257,19}{1423,659} \cdot 0,240$$

$$C_{pBG} : 0,2575 \text{ kcal/kg}$$

Baca Gazlarının Isıl Kapasitesi :

Planlanan ısı değiştiricide baca gazlarının giriş sıcaklığı 1000 C olup, çıkış sıcaklığı 200 C alınmıştır. Buna göre baca gazlarının ısı kapasitesi,

$$Q : m_{BG} \cdot C_{pBG} \cdot \Delta T \text{ den}$$

$$Q : 1423,659 \cdot 0,2575 \cdot 800$$

$$Q : 293273,75 \text{ kcal/h dir.}$$

İki adet fırın olduğu düşünülürse baca gazlarının ısı kapasitesi 586547,5 kcal/h dir.

Burada baca gazlarının radyasyon yoluyla transfer edeceği ısı hesap edilmemiş olup emniyet olarak bırakılmıştır.

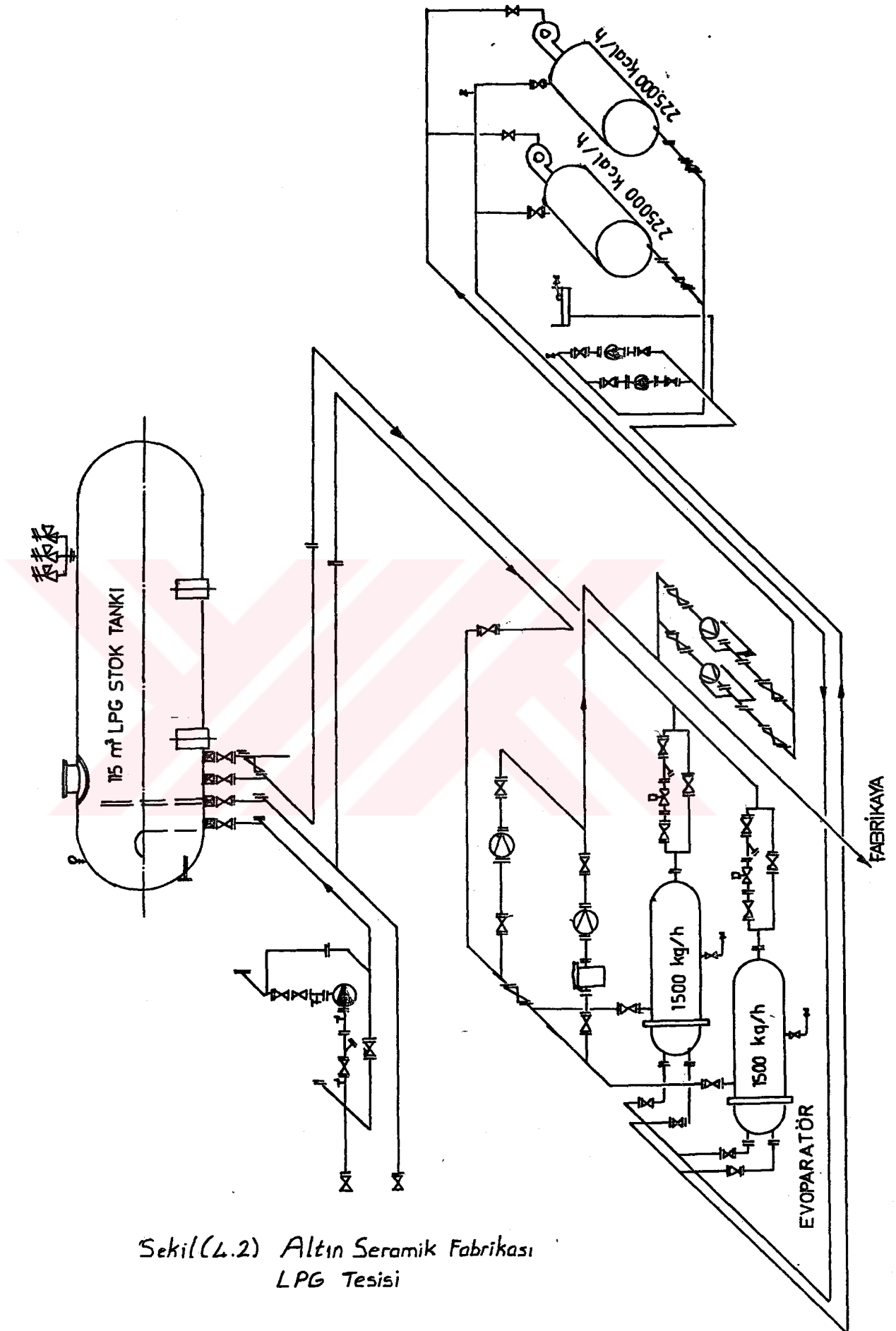
#### 4.2 ATIK ISININ FABRİKADA KULLANIM ALANLARI

Bölüm 4.1 de görüldüğü gibi frit fırınlarından saatte 586000 kcal ısı kullanılmadan dışarıya atılmaktadır. Bu atık ısının değerlendirilebileceği ilk yer frit hazırlama bölümünün 40 m uzağında bulunan LPG buharlaştırma tesisidir. Şekil (4.2) de görülen bu tesiste iki adet LPG yakıtlı, 225000 kcal/h kapasiteli sıcak su kazanı ve yine iki adet 1500 kg/h LPG buharlaştırma kapasitesine sahip evaporatör mevcuttur. Fabrikanın LPG ihtiyacını karşılamak için iki kazan, kışın günde yaklaşık 18 saat, yazın ise 10 saat çalışmaktadır.

Atık ısının değerlendirilebileceği ikinci yer ise frit hazırlama bölümüne 200 m uzaklıktaki idari binanın ısıtılmasıdır. Bu binada 657 dilim 144/500 döküm radyatör bulunmaktadır. Binanın ısı ihtiyacı 18 m<sup>2</sup> ısıtma yüzeyli bir kazan tarafından karşılanmaktadır. Kazan kömür yakıtlıdır. Radyatörlerin dilim başına 103 kcal/h verdiği düşünülürse bu binanın ısı ihtiyacı da, 67671 kcal/h olarak tesbit edilebilir.

Bu iki kullanım alanının toplam ısı ihtiyacının maksimum,

$Q : 225000 \cdot 2 + 67671 : 517671 \text{ kcal/h}$  olup mevcut atık ısıımız bu ihtiyacı karşılamaya yeterlidir.



Sekil(L.2) Altın Seramik Fabrikası  
LPG Tesisi

### 4.3 ISI DEĞİŞTİRİCİ HESAPLARI

Burada frit fırını baca gazlarının atık ısısını, LPG tesisinde ve mahal ısıtılmasında kullanılacak suya aktarabilecek özelliklere sahip bir ısı değiştirici üzerinde durulacaktır.

Isı kullanım alanlarının toplam ısı ihtiyacı 518000 kcal/h dir (Bölüm 4.2). Bu ihtiyaç yarı yarıya iki frit fırını tarafından karşılanacaktır. Buna göre bir frit fırınından alınması gereken ısı  $518000/2 : 259000$  kcal/h dir.

#### 4.3.1 Isı Değiştiricinin Özellikleri :

Akış şekli : Boru içinden ısınan, boru dışından ısıtıcı akışkan akmaktadır.

Akış tipi: Her iki akışkan paralel ve zıt yönde akıyor

Isıtıcı akışkan : Baca gazı

Isıtıcı akışkan debisi :  $1275 \text{ m}^3/\text{h}$

Isıtıcı akışkan giriş sıcaklığı :  $1000 \text{ C}$

Isıtıcı akışkan çıkış sıcaklığı :  $200 \text{ C}$

Isınan akışkan : Su

\* Isınan akışkan debisi :  $12,95 \text{ m}^3/\text{h}$

Isınan akışkan giriş sıcaklığı :  $70 \text{ C}$

Isınan akışkan çıkış sıcaklığı :  $90 \text{ C}$

Isı transfer malzemesi : TS 416, DIN 2458 buhar, eşanjör borusu

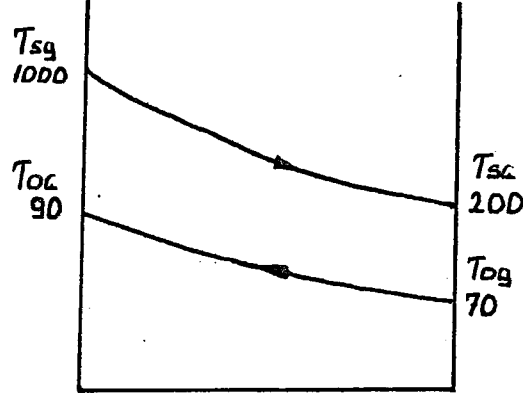
\*  $Q : m \cdot Cp \cdot T$  den  $259000 \text{ kcal/h}$   $Q$  için bulunmuştur. Her iki atık ısı kullanım alanında  $90 - 70 \text{ C}$  su giriş çıkış sıcaklıkları için dizayn edilmiştir.

$259000 : m \cdot 1000 \cdot 20$

$m : 12,95 \text{ m}^3/\text{h}$

#### 4.3.2 Isı Değiştirici Isı Transfer Katsayısı :

K ısı transfer katsayısının tesbiti için burada izlenen yol, tahmini bir K değeri kabul ederek doğruluğunu araştırmak şeklindedir. Bulunan en yaklaşık K değeri için hesaplar aşağıda verilmiştir.



Logaritmik ortalama sıcaklık farkı,

$$\Delta : 1000 - 90 : 910$$

$$\Delta' : 200 - 70 : 130$$

$$(\Delta T)_m : \frac{\Delta - \Delta'}{\ln \frac{\Delta}{\Delta'}} : \frac{910 - 130}{\ln \frac{910}{130}} : 400,84 \text{ C}$$

Ortalama boru çapı,

$$d_1 : 31,8 \text{ mm (Boru iç çapı)}$$

$$* d_2 : 36,8 \text{ mm (Boru dış çapı)}$$

$$d_m : \sqrt[2]{d_1 d_2} \text{ (Ortalama boru çapı)}$$

$$d_m : 34,3 \text{ mm}$$

Boru boyu : 4 m

\* Borusan firması katalogundan alınmıştır

\* Borularda hızın tesbiti,  
Borularda hızın ısı transfer katsayısı cinsinden ifadesi

$$U_m : \frac{4 \cdot d_m \cdot L \cdot (T) \cdot m \cdot K}{C_p \cdot \rho \cdot d_i^2 \cdot (T_2 - T_1)}$$

Kabul edilen K değeri 11 kcal/m h C dir, buna göre

$$U_m : \frac{4 \cdot 0,0343 \cdot 4 \cdot 11 \cdot 400,84}{1.980 \cdot 0,0318 \cdot (90-70) \cdot 3600} \quad U_m : 0,03542 \text{ m/s}$$

Borularda su için Re sayısı,

$$Re : \frac{U_m \cdot d_i}{\nu} : \frac{0,03542 \cdot 0,0318}{0,366 \cdot 10^{-6}} \quad Re : 3077,47$$

2300 < Re < 300000 olduğundan türbilanslı akış vardır,

$$Nu : 0.023 (Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,4} : 19,57$$

$\alpha_2$ : Su tarafı film katsayısı

$$Nu : \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_{ak}} : \frac{19,57 \cdot 0,58}{0,0318}$$

$$\alpha_2 : 356,9 \text{ kcal/m h C}$$

\* Yöntem Sadık Kakaç'ın Örneklerle Isı Transferi (1990) adlı kitabından alınmış olup, formüller ve su ile ilgili değerler için aynı eserden faydalanılmıştır.

80 C ortalama su sıcaklığı için

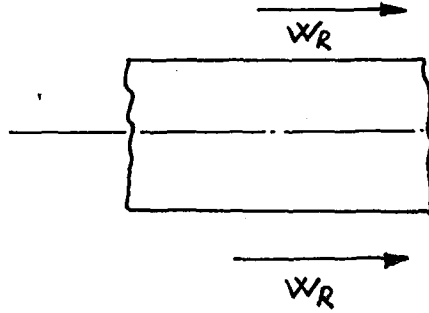
$$\lambda : 0,58 \text{ kcal/mh C}$$

$$Pr : 2,23$$

$$\nu : 0,366 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$\alpha_1$ : Gaz tarafında film katsayısı,

\* Gazların boru dışından boru eksenine paralel akmaları durumu.



$$\alpha_1 : 23,7 \cdot L^{-0,05} \cdot d_{hyd}^{-0,16} \cdot W_R^{0,79} \cdot b$$

L : Boru boyu (m)

$d_{hyd}$  : Hidrolik çap

$$d_{hyd} : \frac{4 \cdot F}{U}$$

F : Gazların geçtiği serbest kesit

U : Islak çevre

$W_R$  : Gaz hızı (m/s)

b : Duman gazı sıcaklığına ve gazın özelliğine bağlı değer.

Isı transfer yüzeyi,

$$A : \frac{Q}{K \cdot (T)_m} ; \frac{259000}{10 \cdot 400,84}$$

$$A : 58,74 \text{ m}^2$$

Boru sayısı,

$$n : \frac{A}{\pi \cdot dm \cdot L} ; \frac{58,74}{\pi \cdot 0,0343 \cdot 4}$$

$$n : 136 \text{ adet}$$

Hidrolik çap,

$$d_{hyd} : \frac{4 \cdot 0,1053}{17,723}$$

$$d_{hyd} : 0,02376$$

Gaz hızı

$$W_R : \frac{\text{Gaz debisi}}{\text{Serbest kesit}(F)} : \frac{0,35435}{0,1053} : 3,365 \text{ m/s}$$

\* Prof.Dr Oğuz Soylu Buhar kazanları ders notlarından faydalanılmıştır.

$$\text{Ortalama sıcaklık } t_m : \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}$$

$$t_{w1} : \frac{1000 + 200}{2} : 600 \text{ C}$$

$$t_{w2} : \frac{90 + 70}{2} : 80 \text{ C}$$

$$t_m : 340 \text{ C} \longrightarrow * b : 0,107$$

$$\alpha_1 : 23,7 \cdot 4^{-0,05} \cdot 0,02376^{-0,16} \cdot 3,365^{0,79} \cdot 0,107$$

$$\alpha_1 : 11,22 \text{ kcal/m}^2\text{hC}$$

Toplam ısı transfer katsayısı,

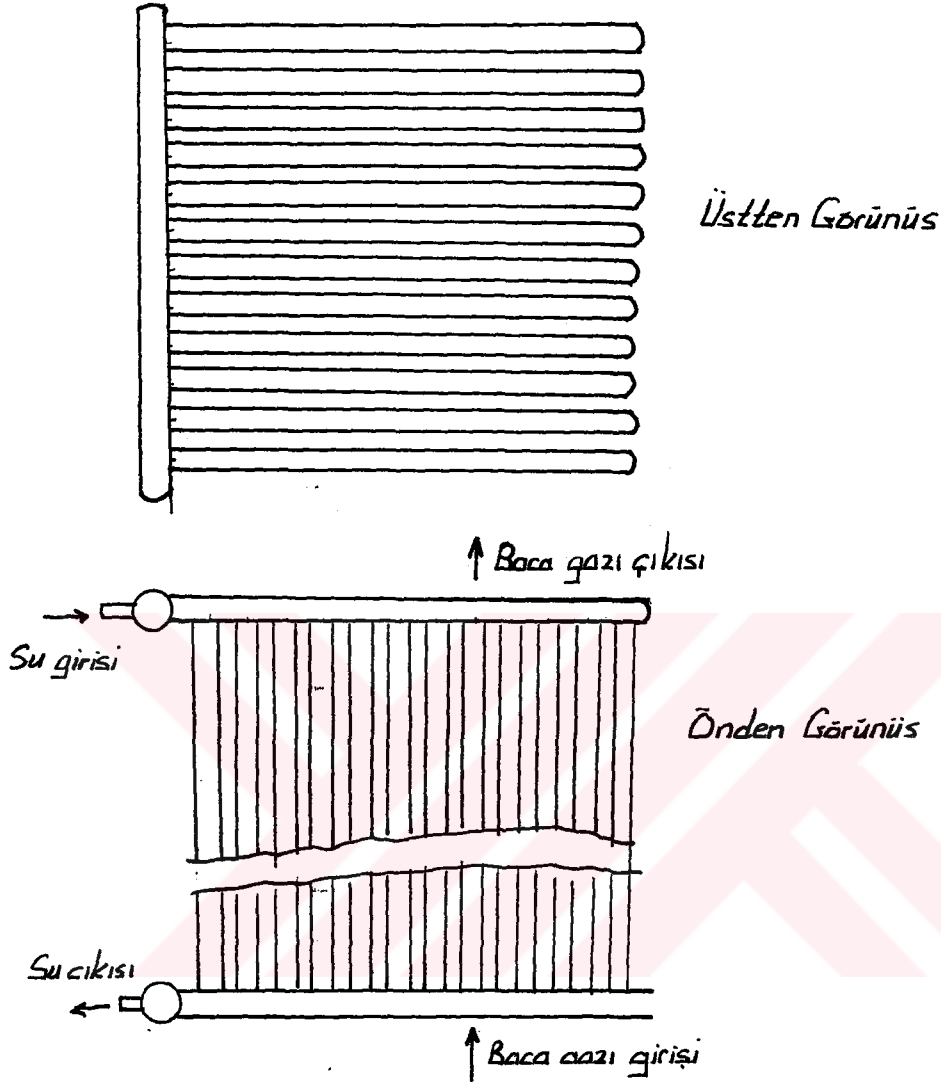
$$K : \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{I}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} : \frac{1}{\frac{1}{356,9} + \frac{0,0025}{50} + \frac{1}{11,22}}$$

K : 10,87 kcal/m<sup>2</sup>hC olarak bulunur.

Başlangıçta kabul ettiğimiz K değeri doğrudur.

I:boru et kalınlığı,2,5mm

λ:boru malzemesinin ısı iletim katsayısı 50 kcal/mhC



Şekil (4.3) Isı değiştirici

Baca çekilişinin kontrolü :

$$A = \frac{Q \cdot 0,012}{\sqrt{h}}$$

A : Minimum baca kesiti (cm<sup>2</sup>)

Q : Kazanın fırın ısı kapasitesi(kcal/h)

h : Baca yüksekliği

$$A = \frac{293000 \cdot 0,012}{\sqrt{14}} = 936,69 \text{ cm}^2$$

$$A : 0,09 \text{ m}^2$$

Bölüm 4.3.2 de görüldüğü gibi baca gazlarının geçtiği serbest kesit (F) 0,1053 m<sup>2</sup> olup minimum baca kesiti (A) dan büyüktür. Bu sebeple ısı değiştiriciden dolayı baca çekilişinde bir problem yoktur.

#### 4.4. GERİ KAZANIM SİSTEMİ

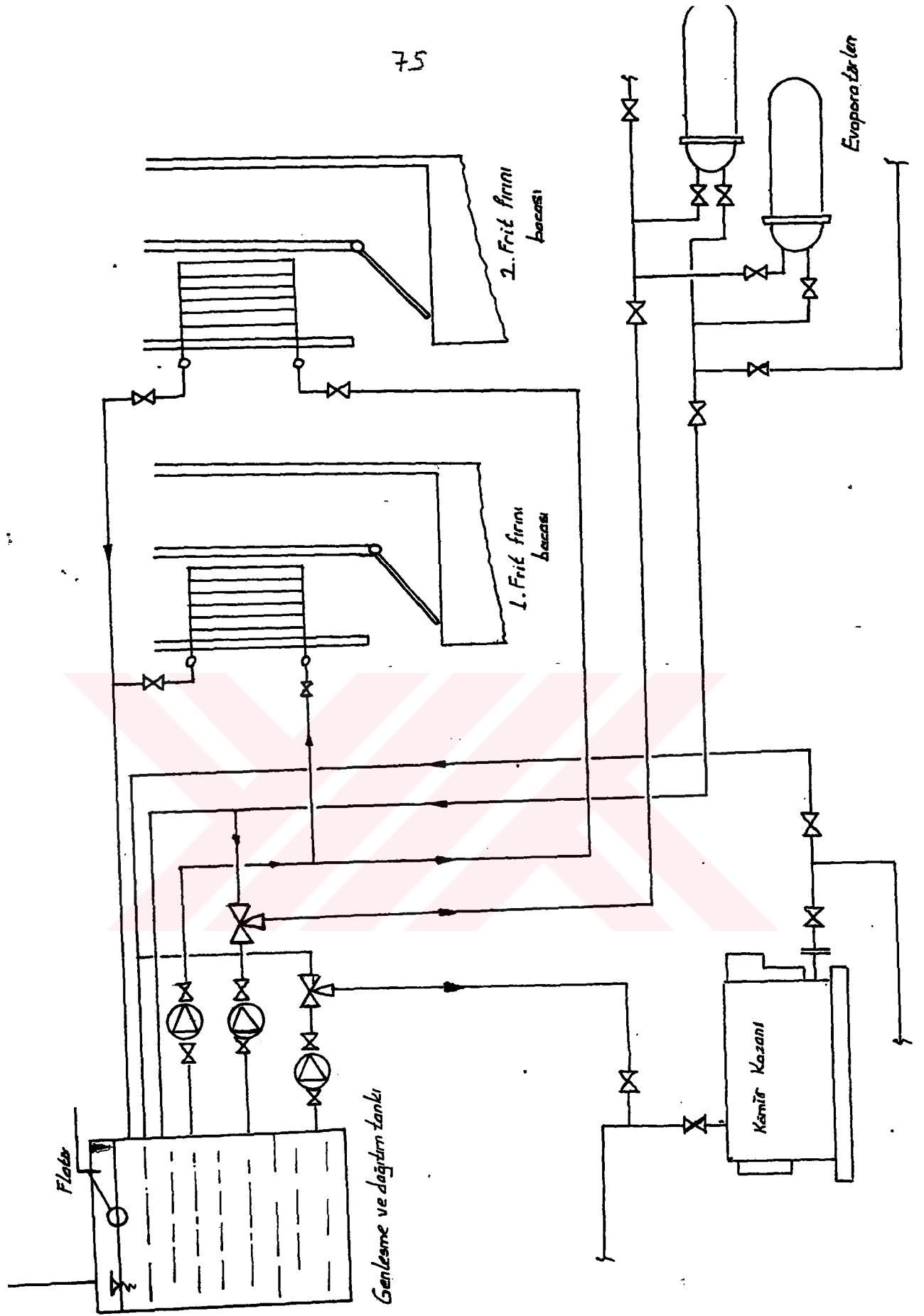
Frit fırınlarının, baca gazlarının atık ısını değerlendirmeyi sağlayan bu sistem, baca klepe sistemi, bir genleşme ve dağıtım tankı iki adet ısı değiştirici, üç sirkülasyon pompası, iki adet üç yollu vana ve diğer bağlantı elamanları ve armatürlerden ibarettir.

Frit fırınlarının arkasında iki adet baca bulunmaktadır. Baca gazının istenen bacaya gitmesi şekil (4.4) de görülen baca klepesi vasıtasıyla sağlanır. Baca klepesinin bir servomotor tarafından kumanda edilmesi mümkündür. Genleşme ve dağıtım tankı üzerindeki bir termostat'la kumanda edilecek bu servomotor tanktaki su sıcaklığının istenen derecenin altına düşmesi halinde baca gazlarını eşanjörün bulunduğu bacaya gönderir, su sıcaklığı istenen değere geldiğinde ise baca gazlarını diğer baca yoluyla direkt olarak dış ortama gönderir.

Bir sirkülasyon pompası tarafından baca içlerindeki ısı değiştiricilere gönderilen su burada ısıtıldıktan sonra tekrar genleşme ve dağıtım tankına gelir. Sıcak su tanktan iki adet sirkülasyon pompasıyla kullanım mahalleri olan evoparatörlere ve mahal ısıtılması için idari bina ısıtma tesisatına gönderilir. Her iki tesis eski ısıtıcılarından gidiş ve dönüşte birer vana ile ayrılmıştır. Gerektiğinde eski sistemler bu vanaların açılıp atık ısı sisteminin vanalarının kapatılması ile tekrar devreye alınabilir.

Sıcak suyun kullanım hatları üzerinde bulunan iki adet manuel, üç yollu vana verimi arttırmak için düşünülmüştür. Bu üç yollu vanalar gidiş ve dönüş suyunu karıştırarak kullanım mahallerinde istenen sıcaklığa daha kolay ulaşılmasını sağlar ve servomotorun devreye girerek klepenin çok sık çalışmasını engeller.

Tesisatta su eksilmesi halinde tank üzerinde bulunan flatör vasıtasıyla eksilen su fabrika kullanım suyu hattından tamamlanır.



Şekil (4.2) Frit Fırınları Alık Isı Sistemi

## SONUÇ

Birincil enerji kaynaklarının tükenmeye yüz tuttuğu günümüz dünyasında mevcut enerjilerin mümkün olduğunca değerlendirilmesi gereği doğmuştur.

Üretim sektöründe mamulün ucuza mal edilebilmesi artan ekonomik rekabet koşullarında önemini giderek arttırmaktadır. Mamul maliyetine bir çok sektörde büyük oranda etki eden enerji maliyetinin düşürülmesi atık enerjilerin değerlendirilmesi ile mümkündür.

Atık enerjiler içinde en önemli yeri tutan enerji ısıdır. Bu çalışmada atık ısının geri kazanımı için kullanılabilecek cihazlar ve sistemlerden bahsedilmiş ve seramik sektöründe çok büyük ısı kayıplarına yol açan frit fırınlarının baca gazlarının atık ısısından faydalanacak bir sistem geliştirilmeye çalışılmıştır.

Yine bu çalışmada elektrik enerjisi üretiminde atık ısıdan faydalanan kombine çevrim santrallerinden bahsedilmiştir. Büyük atık ısı potansiyeli bulunan işletmelerde kojenerasyon yoluyla elektrik üretimi mümkündür.

Kojenerasyon tesisleri hem elektrik, hem de ısı enerjisinin aynı anda üretildiği sistemlerdir. Bu tesisi kurmayı planlayan işletmeler, ki bunlar sanayi kuruluşları, hastahaneler ve oteller olabilir, ilk planda mevcut elektrik ve ısı sarfiyatlarını belirlemeli ve bunlara uygun kapasite ile basit ilk yatırım geri dönüş süresini tesbit etmelidirler.

## KAYNAKLAR

1. Akın.T.1994 Türkiyede bir bileşik ısı güç santrali örneği (Simko-Kartal) Doğalgaz dergisi 33.sayı
2. Ambarlı K.Ç. Santrali işletme notları 1991
3. ARISOY.A.1988 Isı geri kazanma sistemleri,TERMAS A.Ş. Teknik Yayınları
4. ATEŞ M.1994 1.Uluslar arası Bileşik Isı Güç Üretimi Konferansı Bildirisi. Doğalgaz Dergisi 33.sayı
5. BÜYÜKTÜR A.R.1986 Termodinamik Cilt 1 Termas yayınları
6. DAĞ.I.1994 İ.T.Ü. Yüksek Lisans Tezi
7. DAĞSÖZ.A.K.1985, ısı değiştiricileri İ.T.Ü. Kütüphanesi sayı : 1311
8. DAĞSÖZ A.K.1991, Sanayide enerji tasarrufu Alfa Teknik yayınları
9. DEMİRKOL M.1988, Y.Ü. Yüksek Lisans Tezi
10. GÜNGÖR.A,ÖZBALTA.N.1988,Değişik ısı Değiştiricileri ile Geri Kazanım Sistemleri,6.Enerji Tasarrufu Tebliği
11. ÖZGÜREL.B,EGELİ S 1994 Ambarlı ve Trakya K.Ç Santralleri 1.Uluslar arası Bileşik ısı Güç Üretimi Konferansı Bildirisi Doğalgaz dergisi 33.sayı
12. REFAH.A.Soğutma Tekniği Ders Notları İ.T.Ü.Kütüphanesi
13. T.E.K. 1986 Seyitömer Termik Santrali Kazan İşletme notları
14. T.S.K.B. 1980 Sanayide Enerji Tasarrufu
15. KAKAÇ.S.1970 Örneklerle Isı Transferi O.D.T.Ü.

ÖZGEÇMİŞ

GÖKHAN CEMİL ÇERABATIR

Doğum Tarihi : 15 Kasım 1972

Doğum Yeri : Kırşehir

Y.T.Ü Lisans bitirme tarihi : 1993

Çalıştığı yer : Altın Seramik Fabrikası Kütahya



1993

1993