

**TEKSTİL KURUTMA MAKİNELERİNİN
ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN ARTIRILMASI**

Sedat YILMAZ



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TEKSTİL KURUTMA MAKİNELERİNİN
ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN ARTIRILMASI**

Sedat YILMAZ

Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2010
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Sedat YILMAZ tarafından hazırlanan ‘Tekstil Kurutma Makinelerinde Enerji Verimliliğinin Artırılması’ adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oyçokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı ’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT

Başkan : Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT İmza
U.Ü Mühendislik Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü
Termodinamik Anabilim Dalı

Üye : Prof. Dr. Muhiddin CAN İmza
U.Ü Mühendislik Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü
Termodinamik Anabilim Dalı

Üye : Doç. Dr. İhsan KARAMANGİL İmza
U.Ü Mühendislik Mimarlık Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Bölümü

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Kadri ARSLAN
Enstitü Müdürü
.../.../2010

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu ,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

7/12/2010

Sedat YILMAZ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	v
SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	2
2.1. Literatür Özetleri.....	2
2.2. Enerji Tasarrufu ve Önemi.....	4
2.3. Tekstil İşletmelerinde Enerji Tüketimi ve Tasarrufu.....	9
2.4. Ramöz Makineleri ve Tekstilde Kurutma.....	13
2.5. Ramöz Atık Havası.....	19
2.6. Isı Geri Kazanım Sistemleri.....	25
2.7. Isı Geri Kazanım Sistemlerinde Kullanılan Isı Değiştiriciler.....	29
2.7.1. Isı değişim şekline göre sınıflama.....	29
2.7.2. Isı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına göre sınıflama.....	33
2.7.3. Farklı akışkan sayısına göre sınıflama.....	34
2.7.4. Isı geçiş mekanizmasına göre sınıflandırma.....	35
2.7.5. Konstrüksiyonlarına göre sınıflandırılma.....	36
2.8. Isı Geri Kazanımı Sistemi Ekonomizörleri ve Seçim Kriterleri.....	51
2.8.1. Akış düzenlemeleri.....	53
2.8.2. Isıl uzunluk.....	54
2.8.3. Debi.....	54
2.8.4. Basınç düşümü.....	55
2.8.5. Sıcaklık geçişi.....	55
2.8.6. Kirlenme eğilimleri.....	56
2.8.7. Muayene, temizleme, tamir ve ilave.....	56
2.9. Ramöz Atık Havasından Isı Geri Kazanımı Olanakları.....	57
2.9.1. Hava-hava ısı geri kazanımı sistemleri.....	60
2.9.2. Hava-su ısı geri kazanımı sistemleri.....	63
2.9.3. Kombine ısı geri kazanımı sistemleri.....	66
2.9.4. Ramöz atık havasından ısı geri kazanımı yapılan sistemlerde karşılaşılan güçlükler.....	68
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	71
3.1 Materyal.....	71
3.2. Yöntem.....	72
3.2.1. Proje verileri.....	72
3.2.2. Ekonomizör ısıl hesapları ve boyutlandırılması.....	73
4. BULGULAR.....	82
5. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	84
KAYNAKLAR.....	90
EKLER.....	92
EK 1 Sıcaklıklara Göre Suyun Doyma Basıncı Tablosu.....	93

EK 2 Atmosferik Basınçta Havanın Fiziksel Özellikleri.....	94
EK 3 Su ve Su Buharı Tablosu (Sıcaklıklara Göre Doymuş Haller).....	95
EK 4 Suyun Fiziksel Özellikleri.....	96
EK 5 Bazı Metallerin Fiziksel Özellikleri.....	96
EK 6 Dairesel Kesitli Borulardaki Akışta Taşınımınla Isı Transferinde Kullanılan Korelasyonlar.....	97
EK 7 Eş Eksenli Boru Demeti Konfigürasyonu.....	98
EK 8 On veya Daha Fazla Borudan Oluşan Boru Demeti Üzerinden Havanın Akışı İçin Sabitler.....	98
EK 9 Tek Geçişli Çapraz Akımlı Isı Değiştiricisinde Her İki Akışkanın Karışmaması Halinde Düzeltme Katsayısı F.....	99
EK 10 Moody Diyagramı.....	99
EK 11 Düzgün Dizilişte Sürtünme Katsayısı ve Düzeltme Katsayısı.....	100
EK 12 Borular ve Kollektorler İçin Sıcağa Dayanıklı Çelik Malzemeler.....	101
EK 13 Saç Levhalar İçin Sıcağa Dayanıklı Çelik Malzemeler.....	102
ÖZGEÇMİŞ.....	103

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TEKSTİL KURUTMA MAKİNELERİNİN ENERJİ VERİMLİLİĞİNİN ARTIRILMASI

Sedat YILMAZ

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT

Tekstil terbiyesinde kullanılan ramözlerin bacalarından atılan atık havada işe dönüştürülemeyen fazla miktarda atık enerji bulunmaktadır. Bu atık enerjinin bir ısı geri kazanım sistemi kullanılmadan atılması işletmeler için büyük bir kayıptır. Bu çalışma da hava-su teması esasına dayanarak çalışan baca tipi bir ekonomizör kullanılarak ramöz atık havası ile işletme suyunun ısıtılması araştırılmıştır. Atık hava ısı geri kazanım sisteminin maliyeti, toplam tasarruflar ve sistem amortisman süresinin çeşitli parametreler ile değişimi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ramöz, atık hava, ısı geri kazanımı, ekonomizör, ısı değiştirici, enerji tasarrufu.

2010, ix + 103 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

INCREASING ENERGY EFFICIENCY IN TEXTILE DRYING MACHINES

Sedat YILMAZ

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Abdolvahap YIĞİT

The exhaust air released from stenters stacks has a great potential of energy conservation via heat recovery. Disposal of this waste of energy using a heat recovery system is a great loss for factories. For this purpose, an investigation is carried out with stack type heat exchanger that works with air-water dial, to heat up water via heat/mass transfer from hot moist air of a stenter. The cost of exhaust air heat recovery system, total savings and the changes in amount of depreciation depending on various parameters are also examined.

Keywords: Stenter, Exhaust air, Heat Recovery, Economiser, Heat Exchanger, Energy Conservation.

2010, ix + 103 pages.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Çalışmada özellikle tekstil terbiye işletmelerinde yoğun olarak kullanılan ramöz makinelerinden atmosfere bırakılan ve yüksek sıcaklıklar ihtiva eden atık baca gazının nasıl değerlendirilebileceği anlatılmıştır. Çalışmanın, enerji kullanımının yoğun ve kullanılan enerjinin oldukça pahalı olduğu günümüzde, kısa sürede yapılacak yatırımı karşılayacak enerji geri kazanım çalışmalarına katkı yapması amaçlanmıştır.

Tez konusunun seçimi, tezin düzenlenmesi ve değerlendirilmesi sırasında değerli yorum ve önerileri ile katkıda bulunan tez danışmanım sayın Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT 'e teşekkür ederim.

Fikirleri ile beni destekleyen tüm Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümündeki hocalarıma ve değerli asistan arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Maddi ve manevi her konuda beni destekleyen, sonsuz sevgi ve ilgisini esirgemeyen sevgili aileme de teşekkürlerimi sunarım.

Sedat YILMAZ
07.12.2010

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklamalar
\dot{m}	Birim zamanda buharlaşan su miktarı, akışkan kütleli debisi (kg/h)
A	Transfere katılan yüzey (m^2)
β	Kütle transferi katsayısı (m/s)
D	Difüzyon katsayısı (m^2/s)
h	Sınır tabaka kalınlığı (m)
T	Mutlak sıcaklık (K)
P_{BT}	Tekstil mamulünün yüzeyindeki su buharının kısmi basıncı (N/m^2)
P_{BH}	Kurutma havasındaki su buharının kısmi basıncı (N/m^2)
Q	Birim zamanda meydana gelen ısı transferi (W)
α	Isı transferi katsayısı (W/m^2K)
t_H	Kurutma havasının sıcaklığı ($^{\circ}C$)
t_T	Tekstil mamulünün sıcaklığı ($^{\circ}C$)
λ_L	Sınır yüzeydeki ısı iletkenliği (W/mK)
P_{Bi}	Kurutmanın meydana geldiği noktada su buharının kısmi basıncı (Pa)
s	Kurutmanın meydana geldiği nokta ile yüzey arasındaki mesafe (m.)
k	Isı geçiş katsayısı ($W/m^{\circ}C$)
t_i	Kurutmanın meydana geldiği noktada mamul sıcaklığı ($^{\circ}C$)
V_H	Kurutmada kullanılan havanın hacmi (m^3)
β	Yüzey alan yoğunluğu (kompaktlık)
Pr	Prandtl sayısı
ρ_s	Özgül ağırlık (kg/m^3)
Re	Reynolds sayısı
C_{ph}	Isıl kapasite ($J/kg.^{\circ}K$)
h_{sb}	Hal değiştirme enerjisi (kJ/kg)
Nu_i	Boru içindeki boyutsuz Nusselt sayısı
U_T	Toplam ısı transfer katsayısı ($W/m^2.K$)
ΔT_{ln}	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)
$\Delta P_{y,b,d}$	Boru demetine dik akışta basınç kaybı (Pa)
$\zeta_{b,d}$	Boru demetine dik akışta kayıp katsayısı
$\Delta P_{t_{boru}}$	Boru içinde basınç kaybı (Pa)
h_m	Gövde tarafı ısı taşınım katsayısı ($W/m^2.^{\circ}C$)
C_0	Boru demetine dik akışta, ısı taşınım katsayısı denklem sabiti

Kısaltmalar	Açıklamalar
TEP	Ton Eşdeğer Petrol
OECD	Organisation for Economic Co-operation and Development (Ekonomik İşbirliği ve Kalkınma Örgütü)
EİE	Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü
DPT	Devlet Planlama Teşkilatı
IPPC	Integrated Pollution Prevention and Control (Entegre Kirlilik Önleme ve Kontrol)
HTU	Heat Transfer Unit (Isı Transferi Birim Sayısı)

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Seçilmiş tekstil firmaları maliyet analizi-Kasım 2005.....	10
Şekil 2.2. Tekstil terbiye sektörü maliyet analizi-Kasım 2005.....	10
Şekil 2.3. Ramöz makinesinin genel görünümü.....	13
Şekil 2.4. Kumaş yüzeyinden kurutma gazına kütle ve ısı transferi-1.adım.....	16
Şekil 2.5. Kumaş yüzeyinden kurutma gazına kütle ve ısı transferi-2.adım.....	17
Şekil 2.6. Ramöz çalışma prensibi.....	20
Şekil 2.7. Optimal kumaş geçiş hızının kurutma havasındaki nem miktarına bağlı olarak değişimi	21
Şekil 2.8. Enerji tasarrufu önlemleri alınmamış ramöz	22
Şekil 2.9 Enerji tasarrufu önlemleri alınmış ramöz	22
Şekil 2.10. Atık hava nem ölçüm cihazı.....	23
Şekil 2.11. Atık hava nem ölçüm cihazının buharlaşmanın en yüksek olduğu kamaraya monte edilmesi.....	23
Şekil 2.12. Atık hava nem ölçüm cihazının atık hava bacasına monte edilmesi.....	24
Şekil 2.13. Doğal ve zorlanmış soğutma kuleleri.....	30
Şekil 2.14. Sprey ve tepsi tipi yoğunlaştırucu prensip şemaları.....	31
Şekil 2.15 Akışkan yataklı ısı değiştirici.....	32
Şekil 2.16. Hidrojen ile dengelenen, amonyak-su eriyikli absorpsiyonlu soğutma makinesi basit şeması	34
Şekil 2.17. Hava soğutmalı ısı değiştirici.....	35
Şekil 2.18. Termik santral yoğunlaştırucusu kesiti.....	35
Şekil 2.19. Sıvı veya gaz fosil yakacak yakan düşey tip ısıtıcı şemaları.....	36
Şekil 2.20. Reküperatif ve Rejeneratif sistemler.....	37
Şekil 2.21. Çift borulu ısı değiştirici.....	38
Şekil 2.22. Ters akışlı çift borulu ısı değiştirici.....	38
Şekil 2.23. Gövde borulu ısı değiştirici.....	39
Şekil 2.24. Gövde-borulu ısı değiştirici enine kesiti.....	39
Şekil 2.25. Spiral borulu ısı değiştiricisi.....	40
Şekil 2.26. Contalı-plakalı ısı değiştirici.....	41
Şekil 2.27. Spiral plakalı ısı değiştirici.....	43
Şekil 2.28. Lamelli ısı değiştirici.....	43
Şekil 2.29. Plakalı-kanatlı ısı değiştirici kanatçıkları.....	45
Şekil 2.30. Plakalı-kanatlı ısı değiştiricilerin farklı dizaynlarına ait örnekler..	45
Şekil 2.31. Borulu-kanatlı ısı değiştiriciler.....	46
Şekil 2.32. Sabit dolgu maddeli rejeneratörde akımın şematik gösterilişi.....	47
Şekil 2.33. Döner dolgu maddeli rejeneratörler.....	48
Şekil 2.34. İklimlendirme tesisatlarında kullanılan ısı tekerleği.....	49
Şekil 2.35. Paket yataklı rejeneratör.....	50
Şekil 2.36. Gaz-sıvı ekonomizörü.....	51

Şekil 2.37. Isı değiştiricilerde temel akış dzenlemesi.....	53
Şekil 2.38. Atık havadaki neme bağlı olarak özgül enerji tüketimeinin değişimi.....	58
Şekil 2.39. Brückner hava-hava ısı geri kazanım sistemi.....	61
Şekil 2.40. Koenig hava-hava ısı geri kazanım sistemi.....	63
Şekil 2.41. Monforts-Prött atık hava yıkayıcı.....	64
Şekil 2.42. ATIRA WHR dolgulu yataklı yıkama kule sistemi.....	65
Şekil 2.43. Brückner kombine ısı geri kazanım sistemi.....	66
Şekil 2.44. Kombine bir ısı geri kazanım sistemi.....	68
Şekil 2.45. Koenig hava-su ısı geri kazanım sistemi.....	69
Şekil 2.46. Elyaf ve toz ile tıkanmış bir plakalı ısı değiştirici.....	70
Şekil 3.1. Isı geri kazanımı sistemi elemanları ve şematik gösterimi.....	71
Şekil 3.2. Boyutlandırma hesabı yapılan ekonomizör için örnek çizim.....	81
Şekil 5.1. Doğalgaz fiyatına göre amortisman süresinin değişimi.....	85
Şekil 5.2. Isı geri kazanımı verimine göre amortisman süresinin değişimi.....	86
Şekil 5.3. Günlük çalışma saatine göre amortisman süresinin değişimi....	87

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 2.1. Birincil enerji kaynakları talep ve üretimi.....	5
Çizelge 2.2. 2003 yılı enerji tüketimi, yoğunluğu ve kişi başı tüketim değerleri	6
Çizelge 2.3 Türkiye’deki enerji tasarruf potansiyelleri.....	7
Çizelge 2.4. Sektörlere göre 1 TEP enerjinin maliyeti.....	9
Çizelge 2.5. Tekstil işletmelerindeki özgül enerji tüketiminin dairelere göre dağılımı.....	11
Çizelge 2.6. Atık hava nemine bağlı olarak gerekli temiz hava miktarları... ..	20
Çizelge 2.7. Çeşitli ısı değıştiricileri için p yüzey alanı yoğunluğu aralıkları	33
Çizelge 2.8. Atık havadan ısı geri kazanımında farklı olanakların karşılaştırılması.....	59
Çizelge 2.9. Ramözde bir hava-hava ısı değıştiricisi ile elde edilen tasarruflar.....	60
Çizelge 2.10. Brückner ECO-HEAT hava-hava ısı geri kazanım sistemi için temiz hava 25 °C ‘den 148 °C ‘ye ısıtıldığında elde edilen tasarruflar... ..	62
Çizelge 2.11. Brückner hava-su ısı geri kazanım sistemi ile sağlanan tasarruflar.....	65
Çizelge 2.12. Farklı işlemler (kurutma ve termofiksaj), farklı ısı geri kazanım sistemleri (hava-hava ve hava-su) ve farklı vardiya sayıları için kendini geri ödeme süreleri	67
Çizelge 4.1. Isı geri kazanım sistemi maliyet detayları.....	82
Çizelge 4.2. Ekonomizörde ısı geri kazanımı ve amortisman.....	83
Çizelge 5.1. Örnek bir işletme, Bursa ili ve Türkiye için gerçekleşebilecek ısı geri kazanımı tasarrufları.....	84

1.GİRİŞ

Dünyada ve ülkemizde enerji kaynaklarının sınırlı olması ve enerji fiyatlarındaki artış, her geçen gün enerji tasarrufu yapılmasının önemini artırmaktadır. İşletmelerin rekabet güçlerini koruyabilmeleri amacıyla, düşük maliyette, dolayısıyla daha az enerji tüketerek üretim yapmaları, günümüz ekonomik koşullarında hayati önem taşımaktadır.

Tekstil terbiye işlemleri dokuma, örme gibi diğer tekstil işlemlerine göre daha enerji yoğun işlemlerdir. Tekstil terbiye işletmelerinde kullanılan enerjinin çoğu ısı enerjisi olup bu enerjinin yarısına yakını da kurutma işlemlerinde tüketilmektedir. Kurutma süresince tüketilen bu enerji kumaştaki suyun buharlaştırılması ve kurutma havasının ısıtılması için kullanılmaktadır. Dolayısıyla tüketilen ısı enerjisinin önemli bir kısmı, kurutucuların bacasından atık hava ile birlikte dışarıya atılmaktadır.

Ramöz, tekstil terbiye işletmelerinde, gerek konveksiyon kurutma gerekse diğer kurutma yöntemlerine göre çalışan makineler arasında en önemli ve en çok kullanılan kurutma makinesidir. Bu makine yalnız kurutma için değil, her türlü bitim işlemi sonrasındaki kurutma veya kumaşların termofiksajı amacıyla da kullanılmaktadır. Ramöz bacasından atılan ve içerisinde büyük miktarlarda enerji içeren atık hava, %30 'a varan enerji tasarrufu potansiyeline sahip olup, çeşitli ısı geri kazanım sistemleriyle bu enerjinin geri kazanılması mümkün olabilmektedir.

Bu çalışmada, ramözlerin atık havasında bulunan atık ısı enerjisinin geri kazanılarak, işletmelerde kullanılacak olan suyun ısıtılmasındaki kullanılabilirliği araştırılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Tekstil kurutma makinelerinde enerji verimliliğinin artırılması konusu ile ilgili daha önceden yapılan çalışmalarda, sistemde kullanılacak ısı değiştiricilerin verimliliği, yoğuşma kaynaklı gizli ısının enerji geri kazanımı konusunda ne derece etkili olduğu ve çeşitli laboratuvar şartlarında geręekleşen deneysel veriler tartişılmıştır. Atık ısı geri kazanımı yapacak sistemin boyutlandırma ve ortaya çıkan tasarrufların tartişılmasından önce bu konuda yapılan literatür çalışmaları, tekstil kurutma makineleri ve atık ısı geri kazanımında kullanılabilecek ısı değiştirici tipleri özetlenecektir.

2.1. Literatür Özetleri

Yapılan literatür taramasında konu hakkında yapılan deneysel ve teorik çalışmaları araştırılmıştır.

Naefe (1981), tekstil işletmelerinde kurutma, termofiksaj ve son bitim işlemleri sonrasında ortaya çıkan atık baca gazlarından enerji kazanımı operasyonlarının pratikteki uygulamalarını incelemiştir. Atık havada bulunan nemin yüksek olduğu takdirde, ısıtılacak temiz hava miktarının az olacağını ve özgül enerji tüketiminin oldukça düşeceği belirtilmiştir.

Toklu ve İbrahim (1995), çalışmalarında ısı değiştirici tiplerini incelemiş , tesisatlarda ekonomizör uygulama, boyutlandırma ve projelendirme ile ilgili simülasyonlar yapmışlardır. Ayrıca tesisatlarda ve tekstil kurutma makinelerinde kullanılan hava ön ısıtıcılarının seçimi konusu incelenmiştir.

Oğulata ve Doba (2000), tekstilde uygulamalarında atık ısı geri kazanımı olanaklarını inceledikleri çalışmalarında, Monforts-Prött tipi bir atık hava yıkayıcısı ile atık havanın 50 °C 'ye kadar soğutulduğu bildirilmiştir. Atık hava, içerisinde bir su pulverzatörü olan boru içerisine alınmakta ve buradaki türbin çarkının dönmesi ile çok küçük damlacıklara ayrılmaktadır. Püskürtülen su bir perde oluşturduğundan, çapraz akıma benzer bir akış düzenlemesi oluşmaktadır.

Soylemez (2000), çalışmasında atık ısı geri kazanımı konularını incelemiş, bu konuda kullanılabilir eşanjör tiplerini incelemiş, optimum ısı eşanjörü boyutlandırılması ve boyutlandırma ve uygulamada karşılaşılabilecek güçlükleri özetlemiştir.

Anonim (2003), Bruckner firmasının hazırlamış olduğu çalışmada Monforts Koenig adlı ısı geri kazanım sisteminin kurutma havasının ön ısıtılması için gerekli olan sıcak ramöz atık havasını incelemiş, ısı eşanjöründen geçerken, havanın yaklaşık olarak 140 °C 'ye kadar ısıtılabilirliğini ve atık hava enerjisinin yaklaşık % 40 'ının temiz havaya aktarılabildiği bildirilmiştir.

Karışlı ve Kaptan (2004), tekstil boyahanelerinde atık sıcak sudan ve buhar kazanlarından ısı geri kazanımı olanaklarını inceledikleri çalışmalarında, boyahanelerde prosesten atılan sıcak kirli suların ısısının geri kazanılması, ramöz baca gazından atılan emisyonlarının azaltılması ve baca gazı ısısının geri kazanılması ve ramözün verimli çalışması sağlanarak yakıttan tasarruf sağlamak ve emisyonun azaltılması konularını araştırmışlardır.

Karaaslan (2006), çalışmasında ramöz atık havasından ısı geri kazanımı olanaklarını incelemiş, hava-su teması esasına göre çalışan laboratuvar tipi bir yıkama kulesinin konstrakte edilerek, ramöz atık havasıyla işletme suyunun ne kadar ısıtılabilirliğini araştırmıştır. Yıkama kulesinin özelliklerinin, kullanılan su debisinin, su sıcaklığının ve atık havadaki nem miktarının geri kazanılan enerji miktarına etkisi incelenmiştir.

2.2. Enerji Tasarrufu ve Önemi

1973 'deki petrol krizinden sonra artan enerji fiyatlarının kontrol altına alınması, sürdürülebilir enerjinin sağlanması ve enerjide dışa bağımlılığın azaltılması çalışmalarının sonucunda yenilenebilir enerji kaynakları ve enerjinin verimli kullanımı önem kazanmaya başlamıştır. Yenilenebilir enerji kaynakları ve enerji verimliliğinin önemini artıran bir başka gelişme de 1990 'lı yıllarda ortaya çıkan çevre bilincidir. Bu bilinç, geleneksel enerji üretim ve tüketiminin çevre ve doğal kaynaklar üzerinde yerel, bölgesel ve küresel seviyede doğrudan olumsuz etkilere neden olduğunun anlaşılmasına ve enerjinin verimli kullanımının destek görmesine yol açmıştır. Böylece başlangıçta sadece sanayileşmiş ülkelerin gündeminde yer alan enerjinin verimli kullanımı kavramı, tüm dünya ülkelerinin enerji politikalarındaki ortak prensiplerden biri haline gelmiştir.

Enerji kaynakları açısından kısıtlı kaynaklara sahip ve dışa bağımlı konumda olan ülkemizde, enerji ihtiyacının yeterli, güvenilir ve ekonomik olarak sağlanması temel hedeftir. Enerjinin verimli kullanımı, bu hedefin gerçekleştirilmesinde kullanılacak en önemli araçlardan birisidir.

Enerji verimliliğinin artırılması, atık enerjilerin değerlendirilmesi ve mevcut enerji kayıplarının önlenmesi yoluyla tüketilen enerji miktarının ekonomik kalkınmayı ve sosyal refahı engellemeden en aza indirilmesi olarak tanımlayabileceğimiz enerji tasarrufu; enerji krizi yaşayan ülkelerin sorunlarının çözümünde önemli katkıları olacaktır.

Enerji tasarrufu; enerjinin akıllıca kullanımı ile kayıpların en aza indirilmesi, aynı enerji ile daha çok iş yapılması veya aynı iş için daha az enerji kullanılması anlamını taşımaktadır. Enerji verimliliğinin artırılması, ek yeni enerji kaynaklarının devreye sokulması için yapılacak yatırımlardan daha ekonomiktir.

Tasarruf edilerek kazanılabilecek enerjiyi üretmek için, çok daha pahalı yatırımlara ve çok daha uzun zamana ihtiyaç vardır. Oysa enerji tasarrufu, daha çabuk ve ucuza elde edilebilen bir enerji kaynağıdır.

Halen hızlı kalkınma aşamasında olan ülkemizde sanayileşme faaliyetleri, yeni teknolojilere ulaşma çabaları, hayat standartlarının yükselmesi ve artan nüfus, her yıl daha fazla enerji kullanımına neden olmaktadır. 2003 yılı itibarı ile birincil enerji tüketimimiz 83,3 milyon ton petrol eşdeğerine ulaşmış ve toplam enerji arzımızın % 70 'i ithalat yoluyla karşılanmıştır. Hızlı talep artışı nedeniyle, 2020 yılında toplam enerji arzının ancak % 25 'inin yerli üretimle karşılanabileceği beklenmektedir.

Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı 'na tespit edilmiş olan geleceğe yönelik birincil enerji kaynakları üretim ve talepleri ile talep içindeki üretim ve ithalatın payı yüzde olarak Çizelge 2.1. 'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.1. Birincil enerji kaynakları talep ve üretimi (Anonim 2002)

	Talep (MilyonTEP)	Üretim (MilyonTEP)	%	İthal (MilyonTEP)	%
1997	71,3	27,6	39	43,7	61
1998	74,2	28,8	39	45,4	62
2000	93,1	31,0	33	62,1	66
2005	130,9	35,5	27	95,4	73
2010	179,4	52,2	29	127,2	71
2015	237,6	60,4	25	177,2	75
2020	318,6	78,5	25	240,1	75

Enerjinin verimli kullanımının sağlanmasında en temel göstergelerden biri de enerji yoğunluğunun düşürülmesidir. Ülkemizde kişi başına enerji tüketimi OECD ülkeleri ortalamasının yaklaşık beşte biri civarındayken, enerji yoğunluğu OECD ortalamasından iki kat daha fazladır. Bugüne kadar yürütülen birçok çalışmaya rağmen gayri safi milli hâsıla başına tüketilen enerji miktarı olarak adlandırılan enerji yoğunluğu, düşme eğilimine girmemiştir.

Uluslararası Enerji Ajansı verilerine göre gelişmiş ülkelerde enerji yoğunluğu 0,09–0,19 arasında iken, ülkemizde 0,38 olması ve azalma eğilimi göstermemesi bu konunun ciddi

olarak ele alınması gereğini ortaya koymaktadır. Çizelge 2.2. 'de 2003 yılı enerji tüketimi, enerji yoğunluğu ve kişi başına enerji tüketim değerleri gösterilmiştir. Sadece enerji yoğunluğu değeri bile Türkiye'nin enerji verimliliğinin artırılması konusunda yapabileceklerini göstermektedir.

Çizelge 2.2. 2003 yılı enerji tüketimi, yoğunluğu ve kişi başı tüketim değerleri (Anonim 2002)

Ülke	Tüketim (MTEP)	Enerji yoğunluğu (TEP/GDP)	Kişi başına enerji tüketimi (TEP/nüfus)
Japonya	520,7	0,09	4,09
OECD	8970	0,19	4,68
Yunanistan	28,7	0,20	2,62
ABD	2281,5	0,25	7,98
Dünya	10029	0,29	1,64
Türkiye	83,8	0,38	1,06

Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü Ulusal Enerji Tasarrufu Merkezi tarafından yapılan çalışmalar sonucu, sanayi, bina ve ulaşım sektörlerinde yıllık olarak enerji tasarrufu potansiyelinin % 30 ve yaklaşık 3 milyar dolar olduğu tespit edilmiştir (Anonim 2002). Sağlanacak bu enerji tasarrufuyla 1500 MW 'lık iki adet Keban Hidroelektrik Santrali yapılabileceği bildirilmiştir.

Çizelge 2.3. Türkiye’deki enerji tasarruf potansiyelleri (Anonim 2002)

Sektör	Tüketim(MTEP) - Oran	Tasarruf (%)
Bina (Konut+Hizmet)	19,5 - %31	30-50
Sanayi	26 - %40	20-30
Çevrim Sektörü	19,9 - %24	20-30
Ulaştırma	12,4 - %19	10-15
Tarım	3,1 - %5	-

*Not: Değerler 2003 yılına aittir.

Çizelge 2.3. ’de Türkiye ’de enerji tasarruf potansiyelleri sektörel bazda gruplandırılmıştır. Gelecek açısından hayati önem taşıyan hususların yanında, bir işletmede enerji tasarrufu programı uygulanması için başka nedenler de rol oynayabilmektedir. Bunlar şu şekilde sıralanabilir.

Zorlayıcı Durumlar

- i. Enerji temininde zorluk ve kesintiler (Elektrik kesintisi, fuel-oil veya kömür bulunamaması gibi);
- ii. Enerji temininde politik ve ekonomik bağımlılığın tehlikeli boyutlara erişmesi;
- iii. Enerji fiyatlarının aşırı artması sonucu, işletmenin varlığını sürdürebilmesinin tehlikeye düşmesi.

A. Teknik Sebepler

- i. Yeni üretim yöntemlerinin uygulanmaya başlanması veya mevcut üretim yöntemlerinin geliştirilmesi; üretim güvenliğinin artırılması
- ii. Üretim sınırlandırılması, artırılması veya başka alanlara kaydırılması;
- iii. Teknik rasyonalizasyon çalışmaları;
- iv. Yeni binaların yapımı

B. Toplumsal Sebepler

- i. Şahsi ve toplumsal tutumların değişmesi;
- ii. Belirli değer yargılarının değişmesi;
- iii. Akıllı, teknik bilgili, zamana uyabilen ve ileriye görebilen, sorumlu, çevreci, milli hislerin ön plana çıkması;
- iv. Devlet yöneticileri ile dayanışma.

C. Firmanın Dışarıya Karşı Prestijini Artırmak Amacına Yönelik Sebepler

- i. Az hammadde ve enerji ile fazla üretim yapabilmek;
- ii. Enerji yoğun olmayan ürünler üretmek,
- iii. İleri düzeyde geri kazanma uygulayabilmek;
- iv. Yeniliğe ve ilericiliğe açık olunduğunun gösterilmesi;
- v. Firma yönetiminin, enerji tasarrufu konusunda aldığı önlemlerle maliyet tasarrufu oluşturulduğunun gösterebilmesi.
- vi. Firmanın zamana uyabilecek oynaklıkta ve krizlere karşı dayanıklı olduğunun reklâmı;
- vii. Firmanın bir enerji tasarrufu programı uygulayabilecek güçte olduğunu belli etmesi.

Ve bunların sonucu olarak;

- viii. Firmanın finans kuruluşları, müşterileri, mal aldığı firmalar, resmi daireler, politikacılar ve çeşitli düzeydeki kendi personeli katında saygınlığının artması.

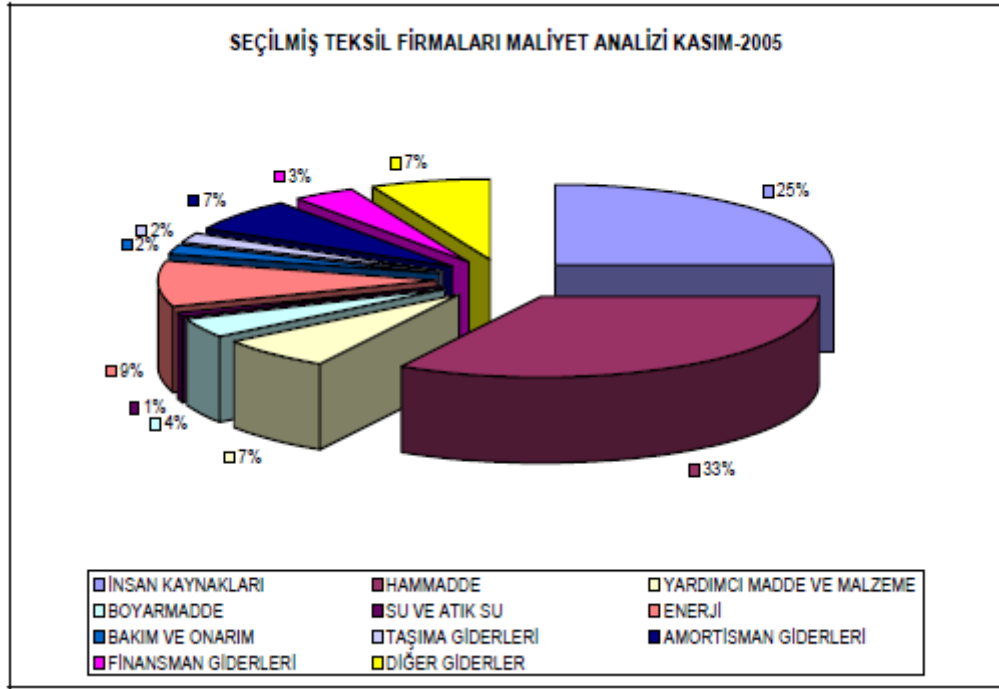
2.3. Tekstil İşletmelerinde Enerji Tüketimi ve Tasarrufu

Türkiye'de Tekstil Sanayi, tüm sanayi dalları arasında hem üretim hem de ihracat bakımından en ön sırada yer almakta ve ekonomi içinde en ağırlıklı payı oluşturmaktadır. Toplam imalat sanayindeki istihdam miktarında, bu sanayimizin payı %30 'u bulmaktadır. Sektörde enerjinin toplam maliyet içerisindeki payı %6 - %14 arasında, sanayinin toplam enerji tüketimi içerisindeki payı ise %7,2 'dir. Türkiye'nin çeşitli sektörlerin 2001 yılına ait enerji tüketimleri ve 1 TEP (ton eşdeğer petrol) enerjinin maliyetleri Çizelge 2.4. 'de gösterilmiştir.

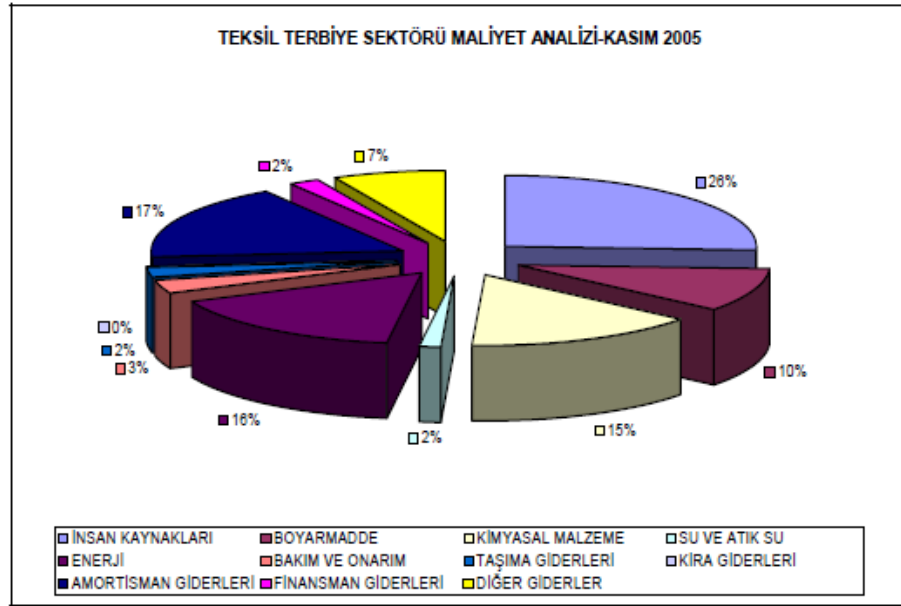
Çizelge 2.4. Sektörlere göre 1 TEP enerjinin maliyeti (Anonim 2002)

Değerler	2001 Yılı Enerji Harcaması (Milyon TL, 1995)	2001 Yılı Enerji Harcaması (\$, 1995)	2001 Yılı Enerji Tüketimi (TEP)	1 TEP Enerjinin Maliyeti (\$/TEP)
Gıda sanavii	14.573.55	319.084.607	1.166.080	273.64
Tekstil sanavii	21.860.498	478.630.664	1.165.263	410.75
Orman ürünleri sanavii	1.791.759	39.230.159	106.643	367.86
Kâğıt sanavii	6.849.912	149.977.278	624.363	240.21
Kimya sanavii.	31.485.34	689.364.409	2.779.443	248.02
Tas ve toprağa dayalı	39.572.23	866.425.208	3.908.867	221.66
Demir-çelik metal ana	43.733.85	957.542.889	4.483.824	213.55
Demir-çelik dışı metal ana	6.022.111	131.852.747	297.858	442.67
Metal eşya ve mak.-	8.739.560	191.350.699	328.574	582.37

Çizelge 2.4. 'den anlaşılacağı üzere, diğer sanayi dalları ile kıyaslandığında, tekstil endüstrisi enerji tüketimi bakımından ortalarda yer almaktadır, yani ne az enerji tüketen, ne de çok enerji yoğun bir sanayi dalıdır.



Şekil 2.1. Seçilmiş tekstil firmaları maliyet analizi-Kasım 2005 (Anonim 2005)



Şekil 2.2. Tekstil terbiye sektörü maliyet analizi-Kasım 2005 (Anonim 2005)

Türkiye Tekstil Terbiye Sanayicileri Derneğinin üyeleri arasında yapmış olduğu maliyet analizi anket sonuçları Şekil 2.1. ve Şekil 2.2. 'de gösterilmiştir. Tekstil sektöründe enerji kalemi (%9), maliyet içinde hammadde (%33) ve insan kaynaklarından (%25)

sonra 3. büyük paya sahipken; Tekstil Terbiye Sektörü 'nde ise enerji maliyetleri (%16) insan kaynakları maliyetinden (%26) sonra ikinci büyük paya sahiptir (Anonim 2005).

Tekstil sektöründe, ürünler ve dolayısıyla proses teknolojileri önemli farklılıklar göstermektedir. Bu da enerji tüketiminin yapısında ve enerjinin toplam maliyet içindeki payında farklılıklara yol açmaktadır.

İplik-dokuma fabrikalarında enerji tüketimi %50 elektrik ve %50 ısı şeklinde olmaktadır. Terbiye bölümlerinde ise enerjinin %70 'den fazlası ısı olarak kullanılmaktadır.

Çizelge 2.5. 'de görüldüğü üzere iplik, dokuma ve örme işletmelerinin enerji tüketimlerinin büyük kısmını elektrik enerjisi oluşturmaktadır. Entegre bir tekstil işletmesinde, tüketilen elektrik enerjisinin yaklaşık 3/4 'ü bu dairelerde kullanılmaktadır. Terbiye dairelerinde ise ısı tüketimi yüksektir ve yaklaşık %70-80 kadarını tek başına terbiye işletmeleri tüketmektedir

Çizelge 2.5. Tekstil işletmelerindeki özgül enerji tüketiminin dairelere göre dağılımı (Tarakçıoğlu 1984)

	Elektrik Tüketimi		Isı Tüketimi	
	kWh/kg	Klima için tüketilen %	MJ/kg	Klima için tüketilen %
İplik dairesi	2,7-4,0	15-20	1,1-4,7	100
Dokuma dairesi	2,1-5,6	20-25	8,3-17,0	45-55
Örme dairesi	1,0-1,5	25-30	1,8-5,8	100
Terbiye dairesi	1,5-3,0	5-10	40-80	-
TOPLAM	7,3-14,1	-	51,2-107,5	-

Tekstil terbiye işlemleri; iplikçilik, dokuma-örme gibi diğer tekstil üretimi işlemlerine nazaran daha enerji yoğun işlemlerdir ve enerji giderlerinin toplam terbiye maliyeti içerisindeki payı yüksektir. İplik, dokuma ve/veya örme ile terbiye dairelerinden oluşan

bir işletmenin toplam enerji tüketiminin % 40-65 kadarını terbiye dairesi oluşturmaktadır.

Terbiye dairelerinde tüketilen enerjinin genel olarak:

- %45–75 'i yaş işlemler için (kasar, boya v.s.yıkama dâhil)
- %15–40 'ı kurutma ve fiksaj işlemleri için
- %8–18 'i diğer işlemler ve havalandırma için kullanılmaktadır (Tarakçıoğlu 1984).

Terbiye işletmelerinde yapılan işlemlerin çoğunun ısıl işlemler olması ve bu işlemler sırasında tam olarak faydalanılmadan dışarıya atılan atık enerji miktarının fazla olması, işletmeler için büyük enerji kayıplarına neden olmaktadır. Bu şekilde birçok ülkede endüstriyel enerji tüketiminin yaklaşık % 26 'sı sıcak gazlar ve sıvılar şeklinde atılarak kaybolmaktadır (Anonim 2002).

Tekstil terbiye işletmelerinde tekrar kullanılabilir atık ısı enerjilerini üç kısımda toplayabiliriz.

- Konveksiyon kurutucuların ve kazanların sıcak baca gazlarının ısısı
- Her türlü yaş işlem sonrası açığa çıkan sıcak atık sular
- Soğutma işlemleri için kullanılan su ya da havanın ısısı

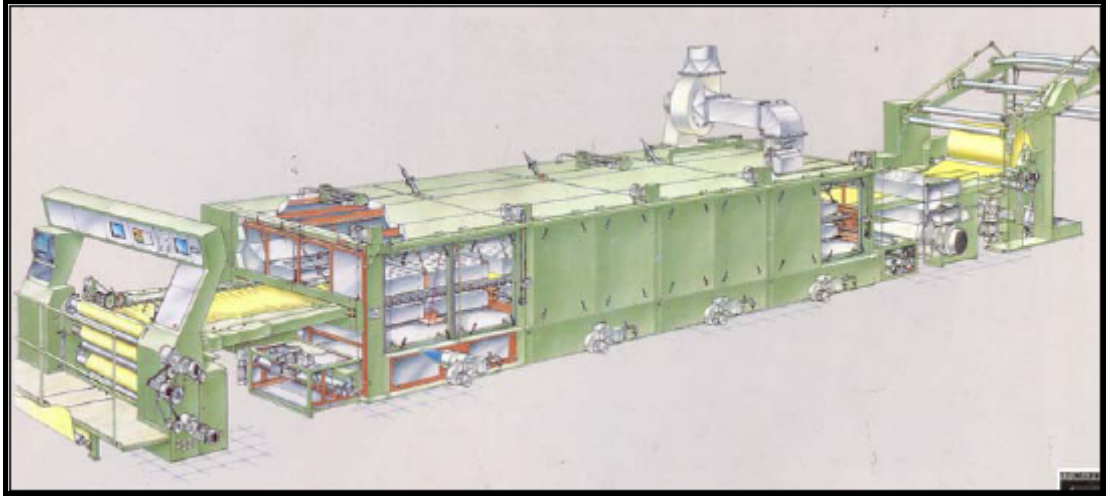
Terbiye işletmelerindeki ısıl işlemler sonrası ortaya çıkan sıcak atık akışkanların enerjilerinin tekrar kullanılarak iş yeteneğine dönüştürülebilmesiyle büyük enerji tasarrufları sağlanabilmektedir. Bu kayıp atık ısı enerjileri, uygun ısı geri kazanım teknikleri kullanılarak önemli ölçüde azaltılabilmektedir.

Doğru şekilde uygulandığı takdirde, ısı geri kazanım yöntemleri önemli ölçüde tasarruf sağlamakta, kalite ve üretim seviyesini artırmaktadır. Geri kazanılan ısı ise, ya ortaya çıktığı proses için tekrar kullanılmakta, ya da çevre veya başka bir işlem için ısıtmada kullanılabilir.

2.4. Ramöz makineleri ve tekstilde kurutma

Tekstil terbiye işletmelerinde en fazla enerji tüketilen işlemlerden biri de, ısı enerjisiyle yapılan esas kurutmalar ile benzeri makinelerde yapılan termofiksaj, kondenzasyon ve termosolleme işlemleridir (Tarakçıoğlu 1984).

Gergefli kurutucu adıyla da bilinen ramöz makinesi (Şekil 2.3.), tekstil terbiye işletmelerinde, gerek konveksiyon kurutma gerekse diğer kurutma yöntemlerine göre çalışan makineler arasında en önemli ve en çok kullanılan kurutma makinesidir.



Şekil 2.3. Ramöz makinesinin genel görünümü (Karışlı 2004)

Bu makine yalnız kurutma için değil, her türlü bitim işlemi sonrasındaki kurutma ve kondenzasyon veya kumaşların termofiksajı amacıyla da kullanılmaktadır. Birçok tekstil terbiye makinesinde olduğu gibi, ramözlerin de standart bir tipi ve büyüklüğü yoktur. Her terbiyeci kendi işletme ve üretim şartlarına en uygun makineyi kendisi belirlemek durumundadır.

Bir ramöz seçilirken şu ana unsurlar mutlaka dikkate alınmalıdır:

- Üretim miktarı (kamara sayısı)
- Çalışılacak maksimum ve minimum kumaş genişlikleri
- Çalışılacak mamul cinsi
- Kurutma veya termofikse işlemi için mi, veya beraber mi kullanılacağı
- Isıtmada kullanılacak enerji türü
- Bitim işlemi ve/veya boya yapılıp yapılmayacağı
- Makineden geçecek kumaş tipine göre otomasyon ve kontrol sistemleri

Konveksiyon kurutma makinelerinde sıcak kurutma gazının kumaşa iletilmesi değişik şekillerde yapılabilmektedir. Sıcak hava genellikle tekstil mamulüne paralel olarak, emme tamburlu kurutucularda ise kumaş içerisinden geçirilerek kurutma sağlanmaktadır. Ramözde ise sıcak kurutma gazı (havası) düze denilen deliklerden ya da yarıklardan kumaş yüzeyine dikey doğrultuda püskürtülmektedir.

Ramöz, kumaşta en-boy ayarının yapılabilmesi, bitim işlemleri sırasında kumaş üzerinde kimyasal madde bulunduğunda kumaşın hiçbir yere temas etmeden iki kenarından tutularak kurutucu çıkışına kadar taşınması, etkili bir kurutma sağlanması, kurutma sırasında kumaşa çarptırılan sıcak havanın etkisiyle kumaş tutumu ve çekmezlik değerlerinin olumlu yönde etkilenmesi gibi pek çok avantaja sahiptir.

Dokuma kumaşların terbiyesinde eskiden beri vazgeçilmez bir yere sahip olan ramöz, günümüzde örgü kumaşlarda da tüp halinden açık en çalışmaya doğru bir eğilimin ağırlık kazanması ile hem örgü hem de dokuma kumaşlar için çok önemli bir makine haline gelmiştir (Çoban 1999).

Ramözlerde kumaşın makine içerisinde taşınması, ramözün iki tarafındaki büyük baklalardan oluşan sonsuz zincirler yardımıyla yapılmaktadır. Zincirin baklaları üzerinde iğneler ve/veya mandallar bulunmaktadır. Kumaş iki yanından bu iğnelere takılarak veya mandallar tarafından tutularak zincirle birlikte hareket etmektedir. Zincirler arasındaki aralığı makinenin girişinden ilk kurutma bölmesine kadar olan

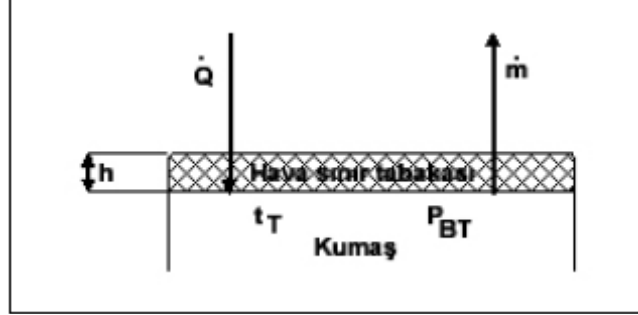
kısımda fazlalaştırarak kumaşın enini artırmak m¼mk¼n olduğu gibi, bu aralığı gittikçe azaltarak kumaşın serbest şekilde enine çekmesini sağlamak da m¼mk¼nd¼r. İğneli taşıyıcı ramözlerde kumaşın boyunu da ayarlayabilmek m¼mk¼nd¼r. Eğer kumaş makineye, zincir hareket hızından daha yüksek bir hızla sevk edilirse (avans verilirse), zincirlere bol bir şekilde takılmakta ve kurutucudan geçerken çözü yön¼nde çekerek boyu kısalmaktadır. Dolayısıyla bu kumaştan dikilmiş ürünler kullanım sırasında yıkanıldıklarında fazla çekmemektedirler (Tarakçıoğlu1984).

Ramöz konveksiyon kurutma esasına göre çalışan bir kurutma makinesidir. Konveksiyon kurutma esnasında sıcak kuru hava ile nemli tekstil mamul¼ temas etmektedir. Bu temas sonucunda sıcak kurutma havasından nemli tekstil mamul¼ne ısı transferi, nemli tekstil mamul¼nden kurutma havasına da su buharı yani kütle transferi meydana gelmektedir.

Tekstil mamul¼nde bulunan suyun tamamı yüzeyde bulunmayıp kumaşa zayıf fiziksel kuvvetlerle bağlı olduğundan, kurutma esnasındaki ısı ve kütle transferi işlem süresince aynı hız ve oranda geręekleřmektedir. Yüzeyde bulunan suyun kolayca uzaklaştırılması m¼mk¼n iken, liflerin içerisinde bulunan suyun uzaklaştırılması oldukça zordur. Bu nedenle konveksiyon kurutma üç adımda incelenmektedir:

1. adım olan kurutmanın başlangıcında, ipliklerin yüzeyinde yeterli miktarda su bulunduğundan, sıcaklık ne olursa olsun, kumaşın sıcaklığı, yüzeyde bulunan su buharı-hava karışımının soğuma sınır sıcaklığını geçmemektedir. Bu sıcaklık kumaşta bulunan su miktarına bağlı olarak 50–80 °C 'yi geçmemektedir.

Kumaşın yüzeyinden kurutma gazına su buharı transferi, kütle transferi kanunlarına uymaktadır (Şekil 2.4.):



Şekil 2.4. Kumaş yüzeyinden kurutma gazına kütle ve ısı transferi-1.adım

$$\dot{m} = A \cdot \frac{\beta}{R \cdot T} \cdot (P_{BT} - P_{BH}) \quad \beta = \frac{D}{h} \quad (2.1)$$

\dot{m} = Birim zamanda buharlaşan su miktarı

A = Transfere katılan yüzey (m^2)

β = Kütle transferi katsayısı (m/s)

D = Difüzyon katsayısı (m^2/sn)

h = Sınır tabaka kalınlığı (m)

T = Mutlak sıcaklık (K)

R = Gaz sabiti

P_{BT} = Tekstil mamulünün yüzeyindeki su buharının kısmi basıncı (N/m^2)

P_{BH} = Kurutma havasındaki su buharının kısmi basıncı (N/m^2)

Sıcak kurutma gazından tekstil mamulüne doğru olan ısı transferi ise aşağıdaki denklem ile belirlenebilmektedir.

$$\dot{Q} = A \cdot \alpha \cdot (t_H - t_T) \quad \alpha = \frac{\lambda_L}{h} \quad (2.2)$$

\dot{Q} = Birim zamanda meydana gelen ısı transferi

α = Isı transferi katsayısı (W/m²K)

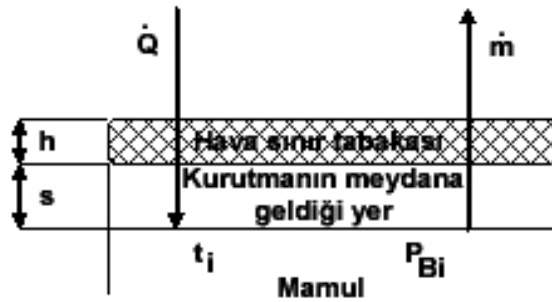
t_H = Kurutma havasının sıcaklığı (° C)

t_T = Tekstil mamulünün sıcaklığı (° C)

λ_L = Sınır yüzeydeki ısı iletkenliği (W/mK)

Kurutmanın bu adımda kurutma hızı kurutucunun çalışma şartlarına (kurutma gazının sıcaklığı, hızı, su buharı basıncı, vs. gibi) bağlı olup, kurutulacak mamulün özellikleri ile değişmemektedir. Isı ve kütle transferi için sadece yüzeydeki bir hava sınır tabakasının aşılması gerektiğinden, kurutma (suyun uzaklaşması) bu adımda en hızlıdır. Pamuklu bir kumaş için bu hızlı kurutma, kumaş üzerinde % 35 – 40 nem kalana kadar devam etmektedir.

2. adımda gerek ısı gerekse kütle transferi için sıcak havanın, hem hava sınır tabakasını, hem de mamulün kurumuş olan kısmını yani yüzey ile mamul içerisinde buharlaşmanın meydana geldiği nokta arasındaki mesafeyi de geçmesi gerekmektedir. Dolayısıyla ısı iletimi ve difüzyon için aşılması gereken yol, buharlaşmanın meydana geldiği nokta mamulün içerisine doğru ilerledikçe artmaktadır (Şekil 2.5). Kütle ve ısı transferi eşitliklerinde, kütle ve ısı transferi katsayılarının yerini, ısı geçirgenliği ve buhar geçirgenliği katsayıları almaktadır.



Şekil 2.5. Kumaş yüzeyinden kurutma gazına kütle ve ısı transferi-2.adım

$$\dot{m} = \frac{A \cdot \sigma_B}{R \cdot T} (P_{Bi} - P_{BH}) \quad \sigma_B = \frac{1}{\frac{1}{\beta} + \frac{\mu_D \cdot s}{D}} \quad (2.3)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \frac{s}{\lambda_s}} \quad \dot{Q} = A \cdot k \cdot (t_h - t_i) \quad (2.4)$$

σ_B = Buhar geçirgenlik katsayısı

P_{Bi} = Kurutmanın meydana geldiği noktada su buharının kısmi basıncı

μ_D = Difüzyon direnci sayısı

s = Kurutmanın meydana geldiği nokta ile yüzey arasındaki mesafe

k = Isı geçiş katsayısı

t_i = Kurutmanın meydana geldiği noktada mamul sıcaklığı

λ = Mamul içerisindeki ısı iletkenliği

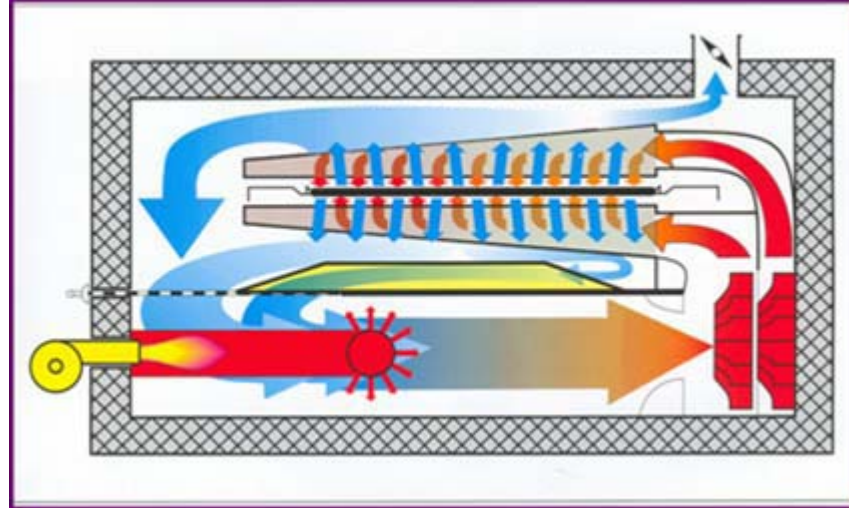
Bu adımda ısı ve kütle transferi için gerekli yol uzadığından ve zorlaştığından kurutma hızı düşüktür. Kurutucunun çalışma şartları kadar, mamulün yapısı da kurutma hızı üzerinde etkilidir.

3. adımda kılcal su uzaklaştırıldıktan sonra şişme suyu ve higroskopik nem uzaklaştırılmaktadır. Bu adımda lifin içerisinde bulunan suyun önce lif yüzeyine, oradan da mamul yüzeyine difüzyonu söz konusudur ve bu nedenle kurutmanın en yavaş ve zor adımı budur. Ayrıca kumaştaki su miktarı da oldukça az olduğundan, kumaş sıcaklığı da kurutma havasının sıcaklığına yaklaşmaktadır. Hem kumaşın ısınması hem de suyun uzaklaşmasının yavaş olması nedeniyle, liflerde kalan bu son su kısmının (higroskopik nemin) uzaklaştırılması, yani aşırı kurutma, yalnız kaliteyi olumsuz yönde etkilememekte, aynı zamanda kurutma maliyetini de önemli ölçüde artırmaktadır (Tarakçıoğlu 1984).

2.5. Ramöz Atık Havası

Tüm konveksiyon kurutma makinelerinde olduğu gibi, ramözlerde de giren sıcak hava tekstil mamulü ile temas edip bir miktar ısı enerjisini mamule verip, mamulden de bir miktar su buharı aldıktan sonra dışarıya atılırsa alabileceğinden (yoğuşma tehlikesi olmadan taşıyabileceğinden) çok daha az su buharı almış, yani kendisinden yeterince faydalanılmamış sıcak hava içerdiği ısı enerjisi ile birlikte sürekli olarak gökyüzüne gönderilmiş olmaktadır. Bu durumu önlemek için, kurutucudan geçen havanın bir kısmı temiz hava ile karıştırılıp ısıtıldıktan sonra tekrar kullanılmaktadır. Kurutucudan geçen havanın ne kadarının dışarıya atılıp, ne kadarının yeniden kullanılacağı atık hava çıkışlarındaki klapelerin açılıp kapanması suretiyle gerçekleştirilmektedir.

Kurutma makinelerinin çalıştırılması için tüketilen enerjinin önemli bir kısmını kurutmada kullanılan atık havanın ısıtılması işi oluşturmaktadır. Bu nedenle sıcak hava/buhar oranı, kurutma işlemlerinin ekonomik verimliliğinin belirlenmesinde yardımcı bir faktördür ve enerji maliyetleri her geçen gün arttığından ötürü mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır. Birim zamanda buharlaştırılan su miktarı, kumaş ağırlığı, kumaşın girişteki ve kurutma sonundaki nemi, kumaş eni ve geçiş hızına bağlıdır. Bu nedenle sabit bir baca akımından söz edilememektedir. Atık havanın nem içeriği devamlı ölçülmeli, kurutma şartlarına göre baca klapeleri ve fanlar düzenlenmeli ya da otomatik olarak ayarlanmalıdır (Tarakçıoğlu 1984).



Şekil 2.6. Ramöz çalışma prensibi (Karışlı 2004)

Şekil 2.6. 'da bir ramözün çalışma prensibi şematik olarak gösterilmiştir. Ramözdeki atık ısının temel kaynağı bacadan atılan sıcak nemli havadır. Ramöz atık havasındaki ısı, büyük bir kayıptır. Bir ısı geri kazanım sistemi kurulması önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlamaktadır.

160 °C 'de yapılan bir kurutmada, buharın özgül hacmi $V_B = 2 \text{ m}^3 / \text{kg}$ olduğuna göre ve $V_H =$ kurutmada kullanılan havanın hacmi olarak düşünülürse;

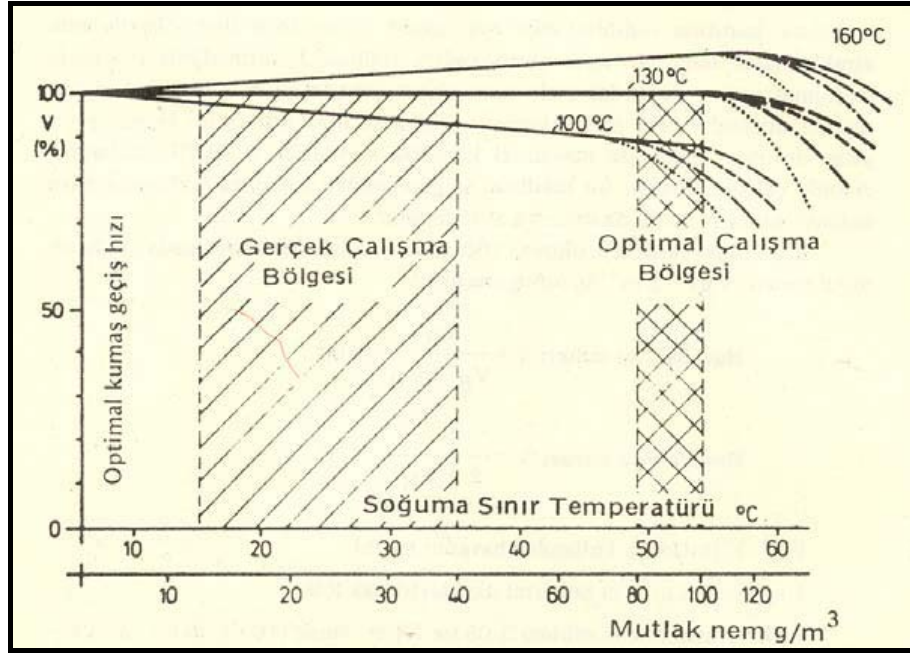
$$\text{Havadaki su buharı} = \% = \frac{V_B}{V_B + V_H} = \frac{2}{2 + V_H} \quad (2.5)$$

2 m³ su buharını uzaklaştırmak için gerekli olan sıcak hava miktarları Çizelge 2.6 'da gösterilmektedir:

Çizelge 2.6. Atık hava nemine bağlı olarak gerekli temiz hava miktarları

Atık havadaki nem miktarı (%)	Sıcak (160 °C 'deki) hava (m ³)
5	38
10	18
20	8
30	4,66

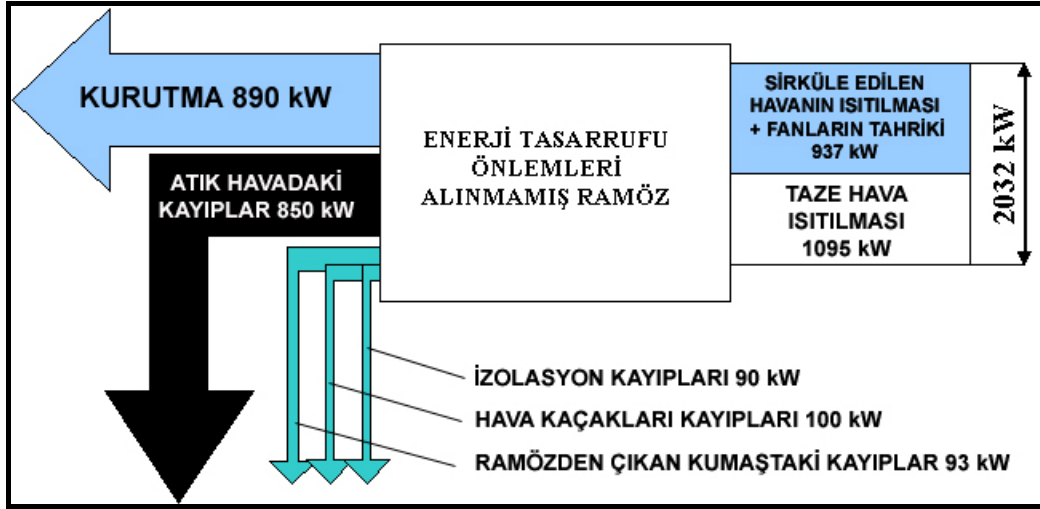
Atık havadaki nem miktarının % 30 'un üzerine çıkması halinde su buharının yoğuşma tehlikesi vardır. Ayrıca kurutma havasındaki nem arttıkça, kütle transferi de yavaşlamaktadır. Ancak su buharının 100 °C 'deki ısı kapasitesi 0,46 kcal/kg. °C olup, kuru havanın 100 °C 'deki ısı kapasitesinin yaklaşık iki katı kadar olduğundan, Şekil 2.7. 'de görüldüğü gibi kurutma havasındaki nem miktarı arttıkça, bu havanın ısı kapasitesi de artmaktadır ve artış yüksek sıcaklıklarda daha fazla olmaktadır. Sonuç olarak 130 °C 'deki hava ile yapılan kurutmada, havadaki nem miktarının 100 g/m³ 'e (%12 ağırlık yüzdesine) kadar yükseltilmesi halinde kurutucunun veriminde (kurutma hızında) bir düşüş söz konusu olmamaktadır (Tarakçıoğlu 1984).



Şekil 2.7. Optimal kumaş geçiş hızının kurutma havasındaki nem miktarına bağlı olarak değişimi (Tarakçıoğlu 1984)

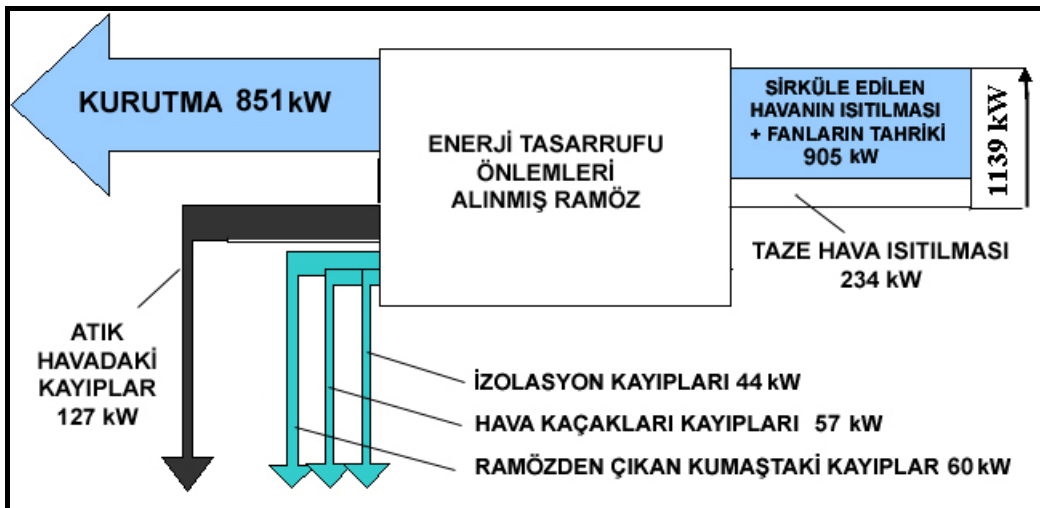
Kurutma havasındaki nem miktarının %12 'nin üzerine çıkması halinde bir taraftan enerji tasarrufu sağlanırken diğer taraftan üretim veriminin düşmesi sebebi ile sabit giderlerin payı artacağından, bir noktadan itibaren maliyet düşeceğine artmaya başlamaktadır. Kurutma maliyetinin bu en düşük olduğu noktanın yeri ise enerji fiyatı ile yakından ilgilidir. Enerji pahalılandıkça, enerji tasarrufu sayesinde sağlanan maliyet tasarrufu artacağından, maliyet minimumu noktası daha yüksek nem miktarına doğru (%5 'ten %15'e) kaymaktadır.

Şekil 2.8. 'de görüldüğü gibi, atık hava nemin az olduğu, dolayısıyla ısıtılacak kuru temiz hava miktarının fazla olduğu bir çalışma biçiminde, atık havadaki enerji kaybı toplam enerjinin % 40 'ı civarındadır.



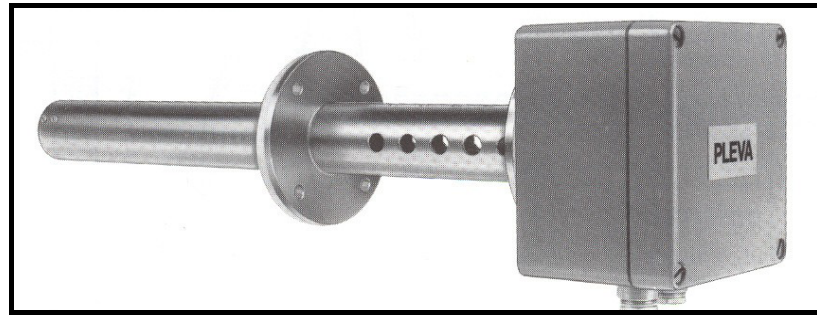
Şekil 2.8. Enerji tasarrufu önlemleri alınmamış ramöz (Tarakçioğlu 1984)

Şekil 2.9 'da görüldüğü gibi atık hava nemi optimum olarak ayarlandığında ise, ısıtılacak temiz hava ve dışarıya atılan atık hava miktarı oldukça azalmakta, dolayısıyla atık hava ile dışarıya atılan enerji miktarı % 10 seviyelerine gerilemektedir (Tarakçioğlu 1984).



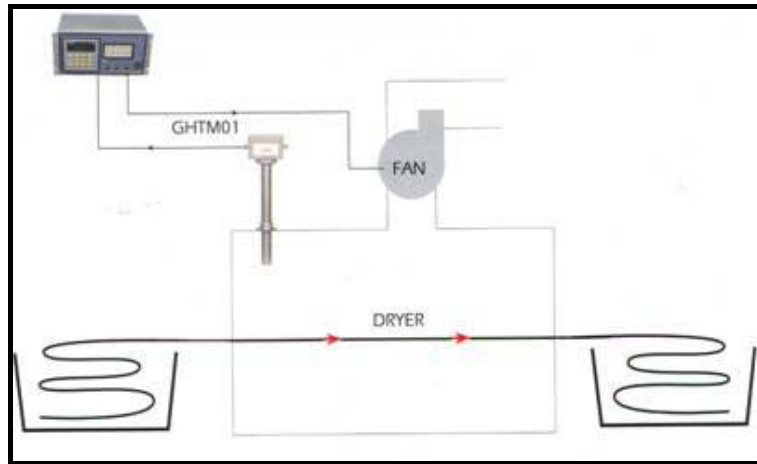
Şekil 2.9. Enerji tasarrufu önlemleri alınmış ramöz (Tarakçioğlu 1984)

Atık havanın en uygun miktarda nem almadan dışarı atılmasının önlenmesi ve dolayısıyla atık hava miktarının azaltılması havadaki nemi ölçerek sağlanabilmektedir. Mahlo firmasının üretmiş olduğu nem ölçüm cihazında, sesin havadaki ve su buharındaki farklı yayılma hızına dayalı bir sitemle ölçüm yapılmaktadır. Pleva firması tarafından üretilen nemölçerde (Şekil 2.10.) ise termostatikleştirilmiş ölçüm haznesinde LiCl ölçüm kafası bulunmaktadır. Bu kafa, iç buharlaşma ile ölçülen havadaki su buharı kısmi basıncına göre oluşan denge sıcaklığını ölçerek, havadaki nem miktarını hesaplamaktadır (Tarakçıoğlu 1984).



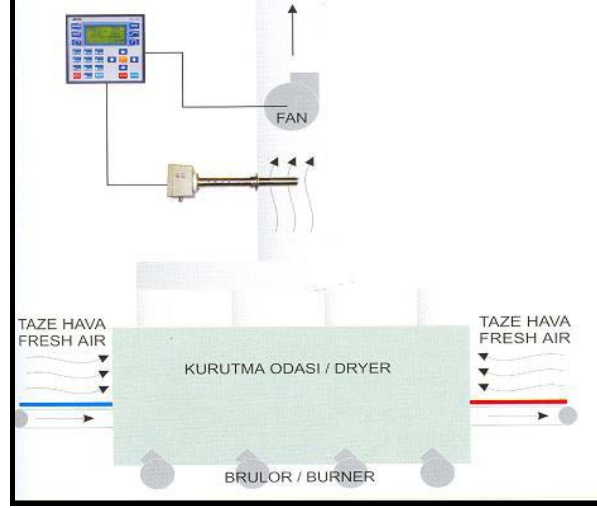
Şekil 2.10. Atık hava nem ölçüm cihazı (Anonim 1993)

Atık hava nemi ölçüm cihazları oldukça pahalı olduklarından, bir ramözde her bölmeye bir nem ölçme ve ayarlama tertibatı konulamamaktadır. Bu nedenle Şekil 2.11 'de görüldüğü gibi ramözde en fazla buharlaşmanın bulunduğu kamaranın içine yerleşim yapılabilir.



Şekil 2.11. Atık hava nem ölçüm cihazının buharlaşmanın en yüksek olduğu kamaraya monte edilmesi (Anonim 1993)

Şekil 2.12. 'de ise tık hava nem ölçüm cihazının atık hava kanalına, ya da ana atık hava bacasına (Şekil 2.12.) yerleşimi görülmektedir.



Şekil 2.12. Atık hava nem ölçüm cihazının atık hava bacasına monte edilmesi (Anonim 1993)

Birinci durumda yerleştirme yeri makinenin baştan 1/3 'üne rastlayan kamaradadır. Bu çalışma şeklinin bir sakıncası, atık havadaki su buharı miktarının bu kamarada gerçekten optimal seviyede tutulması sağlanırken, özellikle son kamaralarda yine de gereğinden fazla (yeterince nem almamış) havanın dışarıya atılabilesidir. Bilindiği gibi normal olarak ramözler gerekli temiz havanın önemli bir kısmını kumaş giriş ve çıkışındaki yarıklardan emmektedir.

Eğer bir ramöze yalnızca havadaki su buharı oranına bağlı olarak atık hava miktarını ayarlayan bir donanım takılırsa kurutma veriminin artmasıyla atık hava miktarı da otomatik olarak arttığında, temiz hava gelişi değişmemiş olduğundan kurutucuda alçak basınç oluşmakta, dolayısıyla giriş ve çıkıştaki yarıklardan soğuk hava emilimi artmaktadır. Buradan giren soğuk hava bu bölmelerdeki sıcaklığın düşmesine neden olduğundan örneğin bir termofiksaj işlemi sırasında mamulün sıcaklığı, kurutucudan çıkarken değil, henüz son bölmelere gelindiğinde düşmeye başlamakta böylece, bu son bölmeler termofiksaj işlemine katılmayan fakat enerji tüketen bölmeler haline gelmektedir. Diğer taraftan mamuldeki su miktarının az olması durumunda veya kumaş geçişi durduğunda atık hava miktarı iyice azalırken, temiz hava gelişi aynı kalırsa,

kurutucuda basınç oluşacağından, giriş ve çıkıştaki yarıklardan çevreye sıcak nemli hava yayılacaktır. Bu da terbiye dairesinde çalışanları fazlasıyla rahatsız edecek bir durumdur.

Sonuç olarak, kurutma havasındaki su buharı oranına bağlı olarak atık hava miktarının ayarlandığı donatımların kullanılması durumunda temiz hava girişinin de otomatik kontrole bağlanmasında büyük yarar olduğu ortaya çıkmaktadır.

Kurutma havasındaki nem miktarına bağlı olarak, atık hava miktarının otomatik olarak azaltılıp, çoğaltılması atık hava bacalarındaki klapelerin otomatik olarak açılıp kapanmasıyla sağlanabilmektedir. Ancak bu durumda atık hava vantilatörü hep en yüksek güçte çalışmakta ve sağlanan hava akımının bir kısmı frenlenerek, elektrik enerjisi verimli kullanılabilmektedir. Daha pahalı fakat enerji tasarrufu bakımından optimal bir çözüm, atık hava miktarını vantilatörlerin devir sayısının azaltılıp artırılması sureti ile ayarlamaktır.

2.6. Isı Geri Kazanım Sistemleri

Endüstriyel enerji tüketiminde enerjinin yaklaşık % 26 'sı sıcak gazlar ve sıvılar şeklinde atılarak kaybolmaktadır. Bu kayıp, atık ısı geri kazanımı temel tekniklerinin uygulanmasıyla önemli ölçüde azaltılabilir. Enerji fiyatlarındaki artış ısı geri kazanım ekipmanları için yapılan yatırımları karlı ve çoğunlukla birkaç ayla birkaç yıl arasında değişen kısa sürelerde kendini geri öder hale getirmiştir. Bu imkânın iyi değerlendirilebilmesi için uygun ve etkili bir ısı geri kazanımı sisteminin geliştirilmesi önem taşımaktadır.

Isı geri kazanım ekipmanlarının yapılan yatırım masraflarını geri ödeyebilmesi için belirli bir sürenin geçmesi gereklidir. Bu sürenin kısa olması, ekipmanın ısı geri kazanım veriminin yüksek olması ve düzenli bir şekilde işletilmesi ile sağlanabilir. Bu şartların yerine getirilebilmesi için ekipman seçiminde öncelikle şu noktalara dikkat edilmelidir:

- Isı geri kazanımı uygulanacak prosesin tüm ayrıntılarıyla incelenmesi ve anlaşılması.
- İşletmeye alış, normal işletme, devreden çıkarma ve işletme sorunları (fazla ısınma, tozlanma, kirlenme gibi) hakkında yeterli seviyede veri toplanması.

Prosesin tanınması işinde en iyi başlangıç noktası proses akış şemasıdır. Proses akış şeması temin edilmeli, yoksa hazırlanmalıdır. Bu şemada bütün olarak sistemdeki ve prosesteki enerji taşıyan maddelerin akışları görülmelidir. Her akımın üzerine, miktar, sıcaklık, nem ve kirlilik derecesi gibi özellikleri kaydedilmelidir. Bu bilgilerle, mevcut sisteme bir ısı geri kazanımı cihazı eklendiğinde, ortaya çıkabilecek problemlerin tahmin edilebilmesi mümkün olacaktır. Bu aşamada cevap verilmesi gerekli sorular şunlardır:

- Tesiste yapılacak değişiklikler (örneğin yanma havasının ön ısıtılması), bazı noktalarda aşırı sıcaklıkların oluşmasına yol açabilir mi?
- Egzoz gazlarının fazla soğuyarak asit oluşumuna ve dolayısıyla korozyon problemlerine yol açması ihtimali var mı?
- Bir ısı geri kazanımı cihazının kurulması, işletmeyi veya bütün olarak sistem performansını olumsuz etkileyecek herhangi bir problemin oluşmasına neden olabilir mi?

Bu tip problemlerin önceden fark edilmesi, ısı geri kazanımı sisteminin kurulmasından ve devreye alınmasından sonra ortaya çıkabilecek işletme zorluklarını ortadan kaldıracaktır. Bazı durumlarda prosesler, atık ısının direkt olarak geri kazanılmasını sağlayacak şekilde tadil edilebilir. Bir kurutucudan çıkan sıcak gazların yeniden sirkülasyonu bu duruma iyi bir örnektir. Böyle durumlarda yatırım miktarı oldukça düşük, geri ödeme süreleri ise kısadır. Çoğu zaman da, atılmakta olan sıcak havanın, filtreden geçirilerek veya temizlenerek, bina ısıtmasında kullanılması mümkündür.

Atık maddelerin kolay veya ekonomik bir yolla temizlenememesi durumunda ise atık ısı geri kazanımı sistemlerinin kurulması gerekli hale gelir. Mevcut bir tesise bir ısı geri kazanımı sisteminin ilave edilmesinin ekonomik olabilmesi için geri kazanılabilecek atık ısı miktarının yeterli bir seviyede olması ve bu atık ısının faydalı olarak kullanılabilmesi gereklidir (Pulat ve ark. 2009). Geri kazanılabilecek atık ısı miktarı, akış hızı, sıcaklık, nem ve basınç gibi tesis parametrelerinin ölçümlerine dayanılarak hesaplanır.

Atık ısı kaynağı belirlendikten ve bu ısının kullanım alanı tespit edildikten sonra sıra geri kazanılacak ısı miktarının tahmin edilmesine gelir. Bu kararda öncelikle ekonomik faktörler göz önüne alınır. Geri kazanılan atık ısı oranının artmasıyla, sistemin boyutları ve maliyeti de hızla artar. Bu nedenle, optimum boyut ancak değişik ünite boyutlarındaki maliyetlerin karşılaştırılmasıyla belirlenebilir. Ekonomik kararların alınmasında ve ekipman özelliklerinin belirlenmesinde tecrübeli uzmanların ve yetkili satıcıların tavsiyelerine uyulmalıdır.

Isı geri kazanımı ekipmanlarının seçimini etkileyen bazı faktörler şunlardır:

- Isıtılan akışkanın sıcaklık ve kompozisyonu
- Atık ısı taşıyan akışkanın sıcaklık ve kompozisyonu
- Isıtılan akışkanın ısıtılabilceği maksimum sıcaklık

Isı tekniği ve enerji dalında mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapıldığı cihazlar genelde ısı değiştirici olarak adlandırılmakta olup, pratikte termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, ısıtma-soğutma ve iklimlendirme tesisatlarında, araçlarda, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısı depolama uygulamaları gibi bir çok konuda yaygın olarak kullanılmaktadır.

Tekstil terbiye işletmelerinde ise kullanılan ısı değiştirciler genel olarak iki şekilde incelenebilir:

- Sıcak atık suların ısı geri kazanımı uygulamalarında kullanılan ısı değiştirciler.
- Sıcak atık kurutma havasının ısı geri kazanımında kullanılan ısı değiştirciler.

İşletme için uygun olan ısı geri kazanım yönteminin belirlenmesinden önce, kullanılacak ısı değiştircinin işlem gereksinimlerinin dikkate alınması gerekmektedir.

Bunlar:

- Uygulanacak maksimum basınç
- Normal operasyon için sıcaklık aralığı
- Akışkan sınırlamaları
- Mevcut büyüklük (boyut) aralığı

Isı değiştircileri içinde yoğuşma ve buharlaşma gibi bir faz değişimi yoksa, bunlara duyulur ısı değiştircileri, içinde faz değişimi olanlara ise gizli ısı değiştircileri adı verilmektedir.

Çoğunlukla ısı değiştircilerinde akışkanlar birbiri ile karıştırılmadan ısı geçişinin doğrudan yapıldığı genelde metal malzeme olan katı bir yüzey ile birbirinden ayrılmaktadır. Bu tip ısı değiştircileri yüzeyli veya reküperatif olarak adlandırılmaktadır. Dolgu maddeli veya rejeneratif olarak adlandırılan diğer tip ısı değiştircilerinde, ısı geçişi doğrudan olmayıp, ısı önce akışkan tarafından döner veya sabit bir dolgu maddesine verilerek depo edilmekte, daha sonra bu dolgu maddesindeki bu ısı soğuk akışkana verilmektedir. Genel olarak reküperatif ısı değiştircilerindeki incelemeler zamandan bağımsız olmasına rağmen, rejeneratif ısı değiştircilerinde incelemeler zamana bağlı olmaktadır.

2.7. Isı Geri Kazanım Sistemlerinde Kullanılan Isı Değiştiriciler

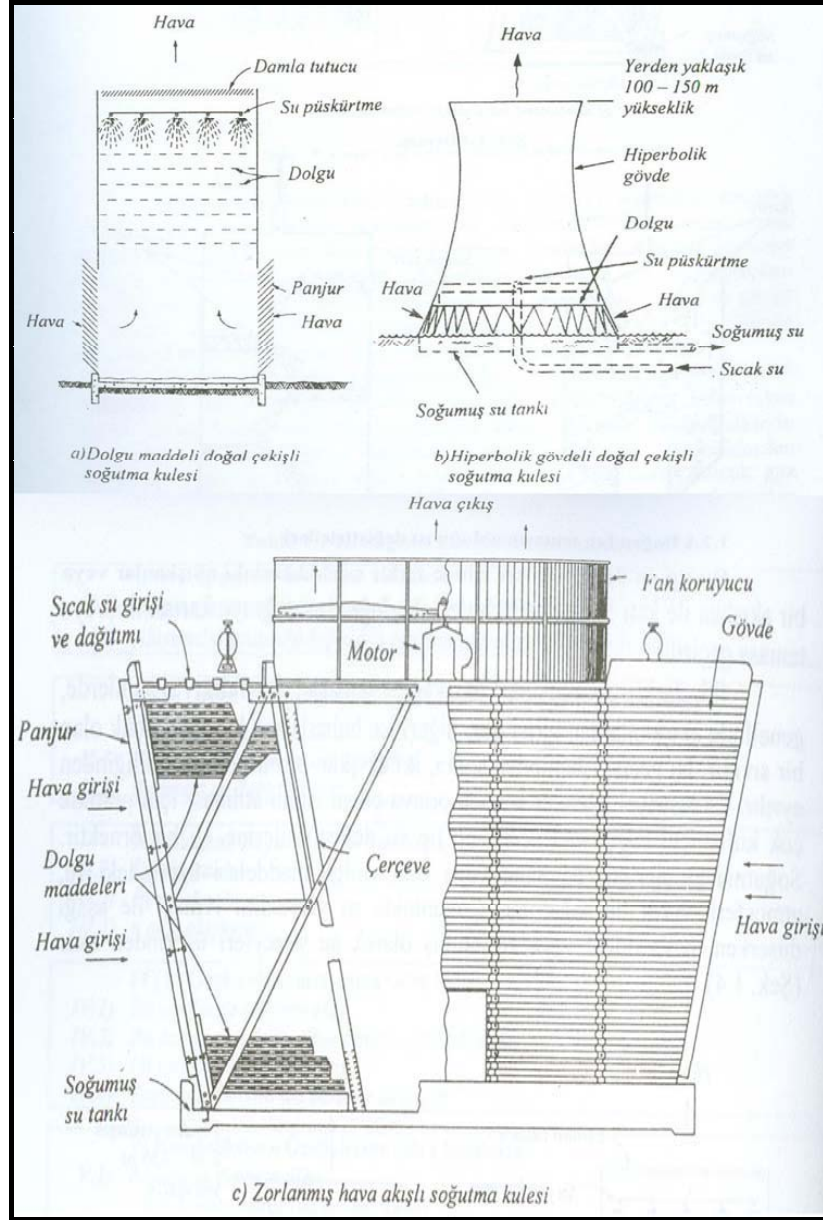
Pratikte çok değişik tipte bulunabilen ısı değiştiricileri, ısı geçiş şekline, konstrüksiyon özelliklerine, akış düzenlemesine, akış sayısına ve akışkanların faza değişimlerine göre çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir.

- Akıma göre sınıflama
- Isı değişim şekline göre sınıflama
- Isı geçiş yüzeyinin ısı geçişi hacmine oranına göre sınıflama
- Akışkan sayısına göre sınıflama
- Isı geçişi mekanizmasına göre sınıflama
- Konstrüksiyon özelliklerine göre sınıflama

2.7.1. Isı değişim şekline göre sınıflama

Bu sınıflamada, ısı değiştiricileri, akışkanlar arasından veya katı cisimler ile bir akışkan arasında doğrudan doğruya bir temasın olduğu veya olmadığı şekillerde olmak üzere iki grupta toplanmaktadır.

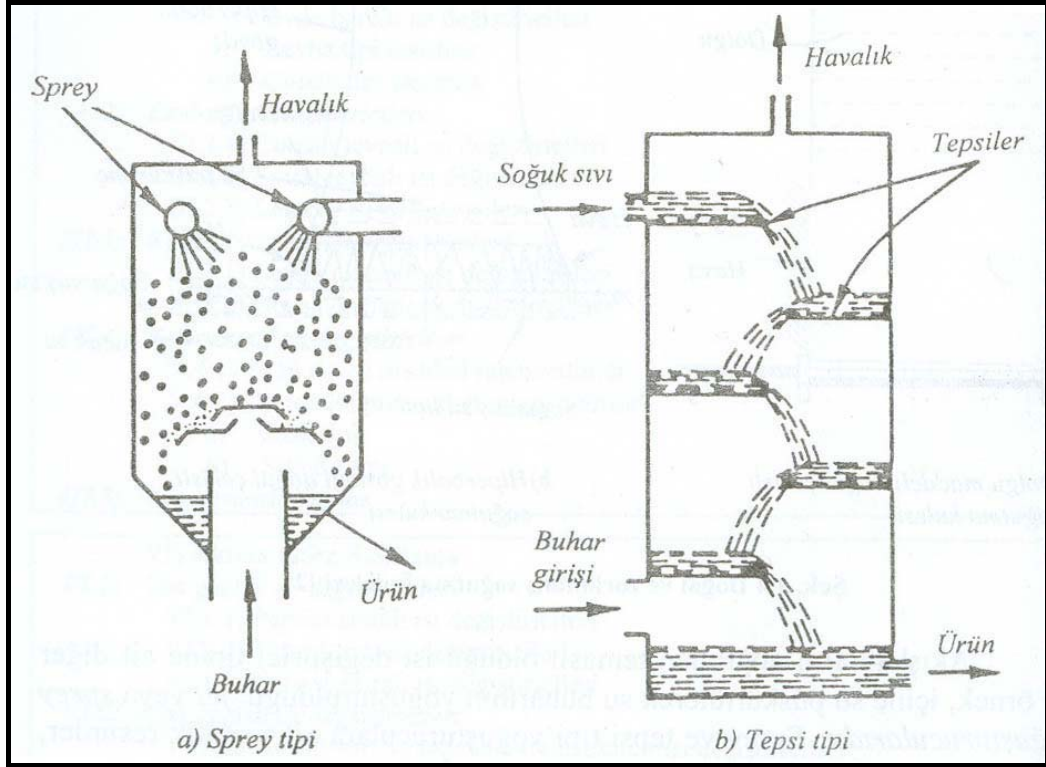
Doğrudan temasın olduğu ısı değiştiricileri içinde, farklı sıcaklıklardaki akışkanlar veya bir akışkan ile katı maddeler birbirleri ile doğrudan doğruya karıştırılmakta veya temasa geçirilmektedir. İki farklı sıcaklıktaki akışkanın temasa getirildiği sistemlerde, genellikle akışkanlardan birisi gaz, diğerisi ise buharlaşma basıncı küçük olan bir sıvıdır. Isı geçişi işleminden sonra, iki akışkan birbirinden kendiliğinden ayrılmaktadır.



Şekil 2.13. Doğal ve zorlanmış soğutma kuleleri (Genceli 1999)

Endüstriyel işlemler sonucu ortaya çıkan ısının atılması için pratikte çok kullanılan soğutma kuleleri bu tip ısı değıştiricilerine iyi bir örnektir. Soğutma kulelerinde damlalar veya ıslak dolgu maddeleri üzerindeki su, atmosferik hava ile soğutulmaktadır. Şekil 2.13. 'de görüldüğü gibi çoğunlukla su yerçekimi ivmesi ile aşağı düşerken, hava doğal veya zorlanmış olarak su yüzeyleri üzerinden akmaktadır (Genceli 1999).

Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştirici tipine ait diğer bir örnek, içine su püskürtülerek su buharının yoğunlaştırıldığı, jet veya sprej yoğunlaştırucularıdır (Butterworth 1991). Sprej ve tepsi tipi yoğunlaştıruculara ait şematik resimler, Şekil 2.14. 'de verilmiştir.



Şekil 2.14. Sprej ve tepsi tipi yoğunlaştırucu prensip şemaları (Butterworth 1991)

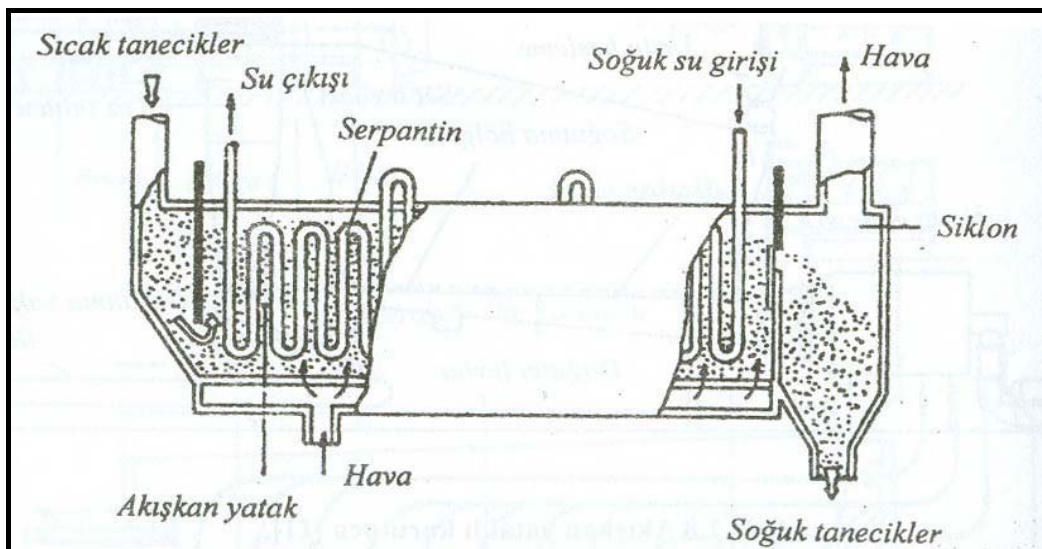
Farklı sıcaklıktaki katı maddeler ile gazların doğrudan temasta olduğu sistemler, pratikte genellikle bu maddelerin kurutulması veya soğutulması işlemlerinde kullanılmaktadır. Kurutma, maddeler içindeki su veya kolayca buharlaşabilen sıvıların, buharlaşma yoluyla bu maddelerden uzaklaştırılma işlemidir. Bu işlem esnasında ısı geçişinin yanı sıra, kütle geçişi de vardır. Tepsili, konveyör, döner ve sprej tipi sistemler, endüstride kurutma işlemlerinde karşılaşılan belli başlı örneklerdir.

Kurutma işlemlerinde kullanılan bir diğer yöntem de akışkan yataklı sistemlerdir. Bu sistemde, genellikle gaz olan akışkanlardan birisi içine küçük kum, kömür gibi katı tanecikler ilave edilerek, bu taneciklerin geçemeyeceği bir dağıtıcı üzerinde yatak oluşturulmaktadır. Taneciklerden meydana gelen bu yatakta düşey yönde gaz akışı

sağlanırsa, küçük gaz hızlarında, gaz hareketsiz tanecikler arasından geçmektedir. Gaz hızının biraz daha artırması durumunda düzgün akışkanlaşmış yatak elde edilmektedir. Bundan sonra gaz hızının daha da artırılması durumunda, gaz habbecikler halinde çıktığından habbeli akışkan yatak elde edilmektedir. Akışkan yatakların aynen bir sıvı özellikleri göstermesi nedeniyle bu ad verilmiştir (Genceli 1999).

Doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricilerinde farklı sıcaklıklardaki iki akışkan, ince cidarlı bir boru veya levha yüzeyleri ile birbirlerinden ayrılmaktadır. İki akışkan, ısı değiştirici içinde birbirlerine karışmadan hareket etmektedir. Pratikte karşılaşılan önemli tipleri, borulu, levhalı ve kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileridir.

Akışkan yatağa, içinden diğer bir akışkanın geçtiği ısı geçiş boruları yerleştirilerek taneciklerin doğrudan kurutulmasının yanı sıra, aralarında temasın olmadığı bir ısı değiştiricisi tipi de elde edilebilmektedir (Şekil 2.15). Yatak içindeki taneciklerin geliş güzel hareketleri, ısı geçişini arttırmakta ve yatak içinde yaklaşık sabit bir sıcaklık dağılımı sağlamaktadır. Akışkan içine yerleştirilen bir ısı değiştirici yüzeyi etrafındaki ısı taşınım katsayısı, aynı gaz hızındaki ısı taşınım katsayısından çok yüksek olmaktadır. Akışkan yatak teknolojisi, kurutma, karıştırma, absorpsiyonlu sistemlerde ve reaktör mühendisliğindeki ısı değiştiricilerinin yanı sıra, akışkan yataklı yakma sistemlerinde de uygulama alanı bulmaktadır (Genceli 1999).



Şekil 2.15. Akışkan yataklı ısı değiştirici (Genceli 1999)

2.7.2. Isı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına göre sınıflama

Bu sınıflama için ısı değiştiricilerinde yüzey alanı yoğunluğu adı verilen ve β şeklinde ifade edilen bir büyüklük tanımlanmaktadır. $\beta > 700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ olan ısı değiştiricileri kompakt, $\beta \leq 700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ olanlar ise kompakt olmayan ısı değiştiricileri olarak göz önüne alınmaktadır.

Pratikte karşılaşılan çeşitli ısı değiştiricilerine ait yüzey alanı yoğunluğu değişim aralıkları değerleri Çizelge 2.7. 'de verilmiştir. Genellikle gaz akışkanlardaki ısı taşınım katsayıları, sıvı akışkanlara göre daha küçüktür. Bu nedenle, bir tarafında gaz, diğer tarafında sıvı bulunan ısı değiştiricilerinde özellikle gaz tarafındaki yüzey alanı artırılmalıdır. Yüzey alanının veya diğer anlamda ısı değiştiricinin kompaktlığının artırılması bu yüzeylere kanatların ilave edilmesi ile sağlanabilmektedir. Kompakt ısı değiştiricileri ağırlıktan, hacimden kazanç sağladığı ve daha esnek bir projelendirmeye olanak sağladığı için kompakt olmayan ısı değiştiricilerine göre tercih edilebilmektedir. Buna karşılık, akışkanların en az birinin gaz olması, yüzeyi kirleten, korozif olan akışkanların kullanılamaması ve akış esnasında oluşan aşırı yük kayıplarını yenebilmek için ilave vantilatör veya pompa gücüne gerek duyulması, kompakt ısı değiştiricilerinin belli başlı sakıncalarıdır.

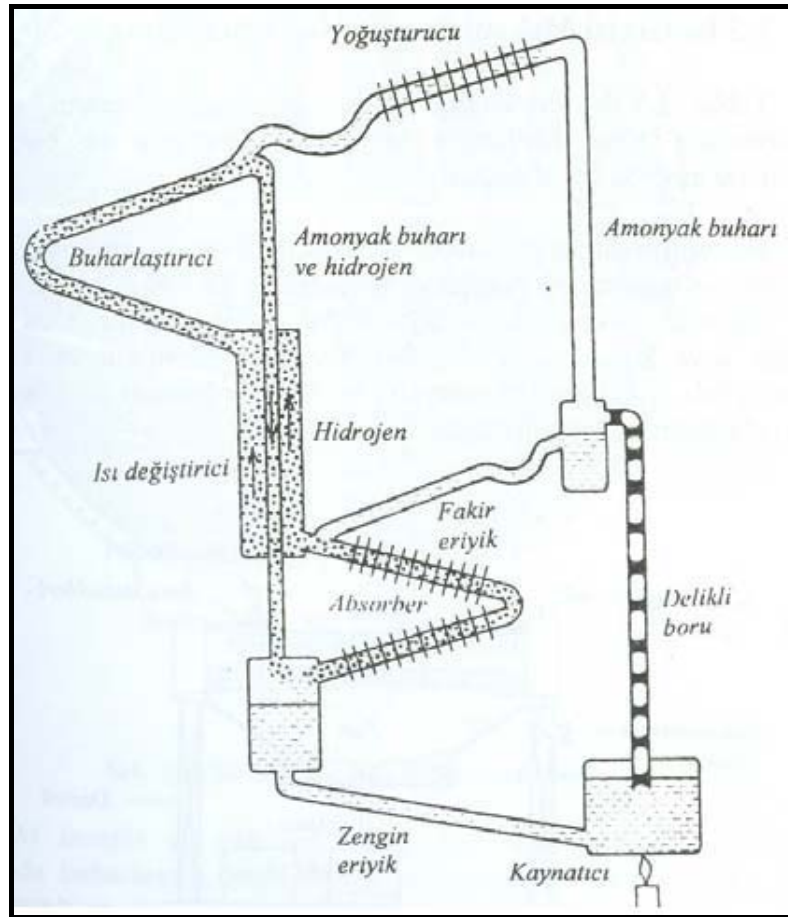
Çizelge 2.7. Çeşitli ısı değiştiricileri için p yüzey alanı yoğunluğu aralıkları (Genceli 1999)

Isı değiştirici tipi	d , veya d_h (mm)	$\beta(\text{m}^2/\text{m}^3)$
Çıplak borulu gövde-borulu tip	7–50	70 – 500
Levha tipi	15–30	110–210
Kanatlı tipler	0,6–15	110–6000
Otomobil radyatörleri	2,5–6	600–1300
Soğutma tekniği ısı değiştirici tipleri	1,5–4	800 – 2200
Dolgu maddeli ısı değiştirici tipleri	0,2–2	1600–16000
Gaz türbini döner rejeneratörü	0,5–1	3000 – 7000
İnsan akciğeri	0,19	17500

2.7.3. Farklı akışkan sayısına göre sınıflama

Pratikte birçok uygulamada, ısı değıştircilerinde genellikle iki akışkan arasındaki ısı geçişi göz önüne alınmaktadır. Buna karşılık az da olsa bazı kimyasal işlemlerde, soğutma tekniğinde, havanın ayrıştırılmasında, hidrojenin saflaştırılması ve sıvılaştırılması gibi olaylarda üç akışkanlı ısı değıştircileri ile karşılaşılabilir.

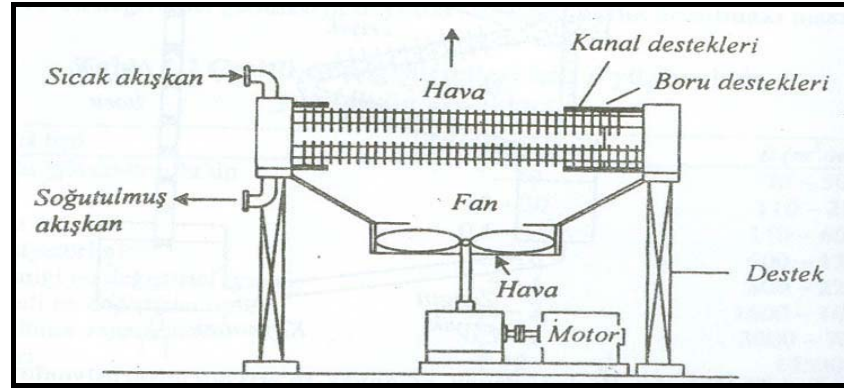
Üç akışkanla çalışan ısı değıştircilerini kullanan bir sisteme örnek olarak evsel ve taşıt araçlarında küçük kapasiteli, (NH₃ + H₂O) eriyikli absorpsiyonlu tesislerde, H₂ gibi üçüncü bir nötr gaz kullanılarak elde edilen ısı enerjisi ile çalışan pompasız soğutma makinesi gösterilebilmektedir (Şekil 2.16.). Üç ve daha fazla akışkan ile çalışan ısı değıştircilerinin teorik analizleri oldukça karmaşık olup tasarımları zordur.



Şekil 2.16. Hidrojen ile dengelenen, amonyak-su eriyikli absorpsiyonlu soğutma makinesi basit şeması (Genceli 1995)

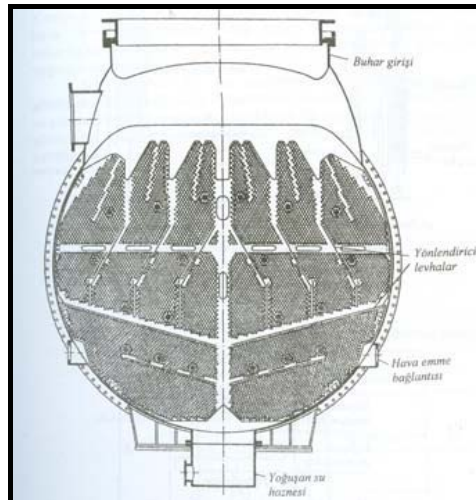
2.7.4. Isı geçiş mekanizmasına göre sınıflandırma

Isı değiştiricinin iki tarafındaki tek fazlı akışlardaki ısı taşınımı bir pompa veya vantilatör ile tahrik edilen zorlanmış ya da yoğunluk farkının doğurduğu doğal olarak olabilmektedir. Oda ısıtıcıları (radyatör veya konvektrleri), buhar kazanları ekonomizörleri, taşıt radyatörleri ve hava soğutmalı ısı değiştiricileri (şekil 2.17.) nemli uygulamalardır (Genceli 1999).



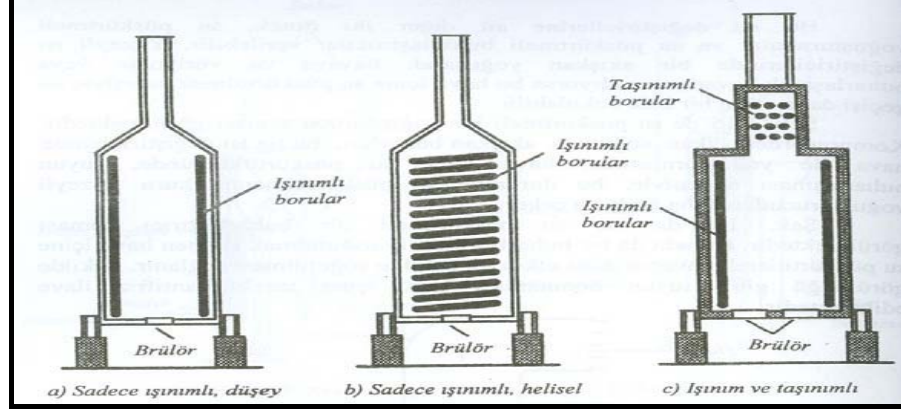
şekil 2.17. Hava soğutmalı ısı değiştirici (Genceli 1995)

Bir taraflarında zorlanmış veya tek fazlı akış varken, diğer taraflarında kaynamakta veya yoğuşmakta olan iki fazlı akış olan ısı değiştiricilere örnek olarak ise termik santrallerin yoğuşturucuları (şekil 2.18), soğutma sistemlerinin yoğuşturucusu veya buharlaştırıcısı ile buhar kazanları sayılabilir (Genceli 1995).



şekil 2.18. Termik santral yoğuşturucusu kesiti (Genceli 1995)

Özellikle bir tarafında yüksek sıcaklıkta gaz olan ısı değiştircilerinde ise taşınımla ve ışınımla ısı geçişi bir arada grlmektedir. Yüksek sıcaklıkta çalışan dolgu maddeli rejeneratörler, fosil yakacak yakan ısıtıcılar (şekil 2.19.), buhar kazanları ve bunların kızdırıcıları ile piroliz ocakları bu tip ısı değiştircilerine örnek olarak sayılabilmektedir.



şekil 2.19. Sıvı veya gaz fosil yakacak yakan düşey tip ısıtıcı şemaları (Genceli 1995)

2.7.5. Konstrksiyonlarına göre sınıflandırılma

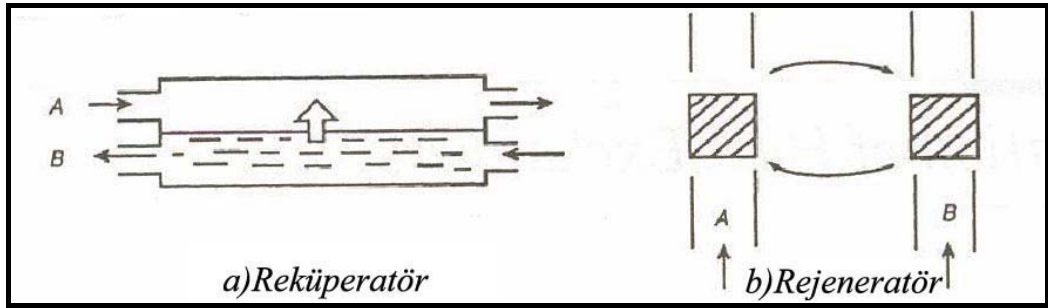
Isı değiştircileri genelde konstrüksiyon özelliklerine göre iki temel grupta karakterize edilmektedirler.

- Reküperatörler
- Rejeneratörler

Reküperatif tipindeki ısı değiştirciler de kendi aralarında üç ana grupta toplanabilirler:

- Borulu ısı değiştirciler
- Levhalı(plakalı) ısı değiştirciler
- Kanatlı(genişletilmiş yüzeyli) ısı değiştirciler

Şekil 2.20.'de gösterildiği gibi iki akışkan arasında ısı transferinin gerçekleştiği konvansiyonel ısı değiştiricilere reküperatör denilmektedir. A, B akışkanının ısını geri kazanmaktadır. Isı transferi ayırıcı bir yüzey vasıtasıyla ya da direkt temas tipindeki ısı değiştiricilerde olduğu gibi iki akışkanın yüzeysel teması ile gerçekleşmektedir. Rejeneratörlerde veya depolama kütleli ısı değiştiricilerinde ise aynı akış pasajı (matrix) dönüşümlü olarak iki akışkandan birisi tarafından kullanılmaktadır. Isı önce sıcak akışkan tarafından depolanmakta, daha sonra soğuk akışkana verilmektedir (Kakaç ve Hongtan 1998).



Şekil 2.20. Reküperatif ve Rejeneratif sistemler (Genceli 1995)

Borulu ısı değiştiricileri, esas olarak borulardan yapılmaktadırlar. Bir akışkan borunun içerisinden akarken, diğer akışkan borunun dışından akmaktadır. Boru çapı, boru sayısı boru uzunluğu, boru adımı ve boru düzenlemesi değiştirilebilmektedir. Bu nedenle borulu ısı değiştiricilerin tasarımlarında oldukça esneklik vardır.

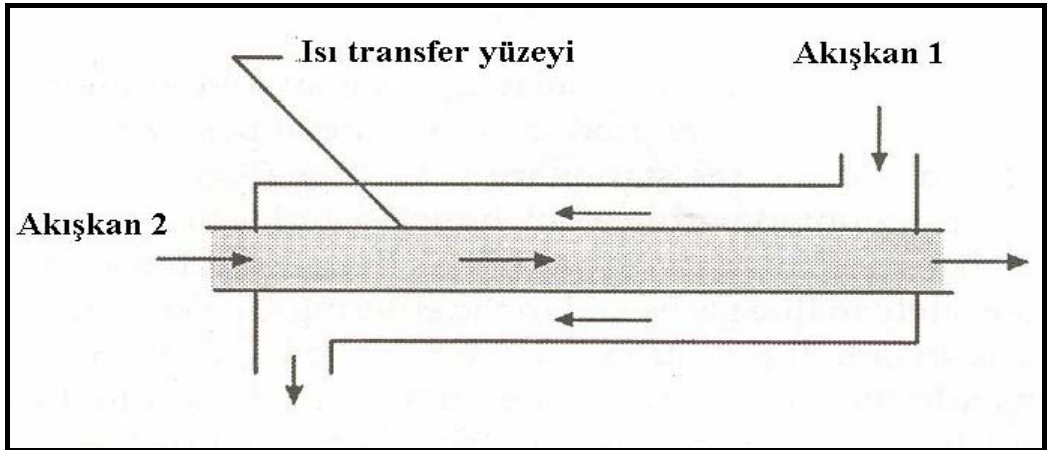
Borulu ısı değiştiriciler, aşağıdaki gibi sınıflandırılabilirler:

- Çift (düz) borulu
- Gövde borulu
- Spiral borulu

Çift borulu ısı değiştiricileri en basit ısı değiştirici tipidir (şekil 2.21. ve 2.22.). Bir borunun daha büyük çaplı bir boru içerisine eşmerkezli olarak yerleştirilmesi ile elde edilmektedirler. Akışkanlardan biri iteki borudan akarken, diğeri dışarıdaki borudan akmaktadır. Bu ısı değiştiriciler, istenen basınç kaybı ve sıcaklık farkı gereksinimlerini karşılamak için çeşitli seri ve paralel konfigürasyonlar şeklinde düzenlenebilmektedir. İçteki boru tek veya çok borulu olabilmektedir. Eğer halkadaki ısı taşınım katsayısı düşükse eksensel kanatçıklara sahip iç boru (veya borular) kullanılabilmektedir. Esas kullanım alanı, küçük ısı transfer alanlarının (50 m² 'ye kadar) gerektiği proses akışkanlarının ısıtılması ve soğutulması içindir. Sıcaklık aralığı: (-200 °C) ile (600 °C) arasında değişmektedir. Özel malzemeler ile bu sıcaklık aralığı genişleyebilmektedir (Yılmaz 2000).

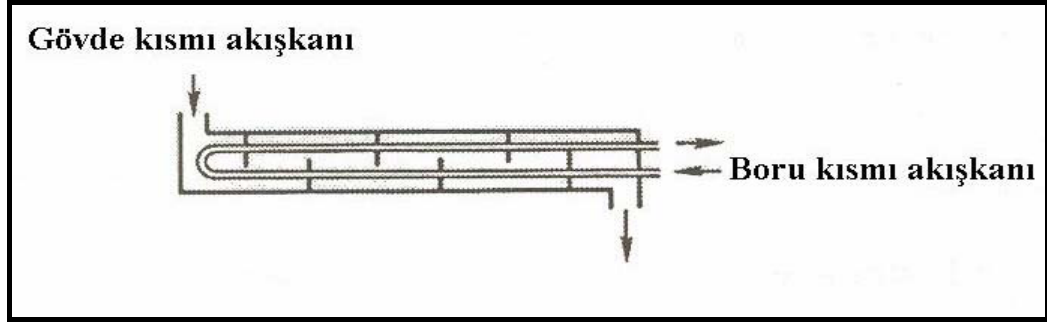


şekil 2.21. Çift borulu ısı değiştirici (Genceli 1995)



şekil 2.22. Ters akışlı çift borulu ısı değiştirici (Genceli 1995)

Gövde borulu ısı değiştiriciler proses endüstrisinde en yaygın olarak kullanılan ısı değiştirici tipidir; yaklaşık olarak kullanılan tüm ısı değiştiricilerinin % 60'ı gövde borulu ısı değiştiricidir. Gövde borulu ısı değiştirici, boru eksenini gövdenin eksenine paralel olacak şekilde büyük silindirik gövde içine yerleştirilen birbirine paralel yuvarlak borulardan yapılmaktadır (Şekil 2.23. ve Şekil 2.24.).



Şekil 2.23. Gövde borulu ısı değiştirici (Genceli 1995)



Şekil 2.24. Gövde-borulu ısı değiştirici enine kesiti (Karışlı 2004)

Akışkanlardan birisi boruların içinden, diğer akışkan ise gövde tarafında borulara paralel veya çapraz olarak akmaktadır. Temel elemanları; borular (veya boru demeti), gövde, iki baştaki kafalar, boruların tespit edildiği ön ve arka ayna ile gövde içindeki akışı yönlendiren ve borulara destek olabilen şaşırtma levhaları ve destek çubuklarıdır. Isıl görev, basınç düşümü, basınç seviyesi, kirlenme, imalat yöntemi ve maliyeti, korozyon ve temizleme problemlerine bağlı olarak çeşitli gövde tarafı ve boru tarafı akış düzenlemeleri kullanılmaktadır. Son derece esnek ve sağlam dizayna sahip olup, temizleme için demonte edilebilecek, sökülebilecek şekilde dizayn edilebilmektedir.

Bakımı ve tamiri kolaydır, piyasada çok kolay bir şekilde bulunabilmektedir. Bu ısı değiştiricilerini sağlayan firma sayısı oldukça fazladır. Çoklu üniteleri yapmak kolaydır. Birçok metal ile imal edilebildiğinden akışkan sınırlaması çok azdır. Bunun yanı sıra yüksek plan alanı gerektirmesi, demetin sökülebilmesi için ekstra alan gereksinimi dezavantajları mevcuttur. 16 bar basınç ve 200 °C sıcaklığın altındaki koşullarda plakalı ısı değiştiricileri daha ucuz olabilmektedir. (Soylemez 2000).

Spiral borulu ısı değiştiriciler (Şekil 2.25.), bir gövde içine yerleştirilen spiral şekilde sarılmış bir veya birden fazla borulardan oluşmaktadır. Isı transfer katsayısı, spiral bir boruda düz bir borudakinden daha yüksek olmaktadır. Isıl genleşmenin oluşturduğu gerilme problemleri yoktur. Bu tip ısı değiştiriciler temiz akışkanlar için kullanılabilir, çünkü ısı değiştiricinin temizlenmesi neredeyse imkânsızdır (Genceli 1999).

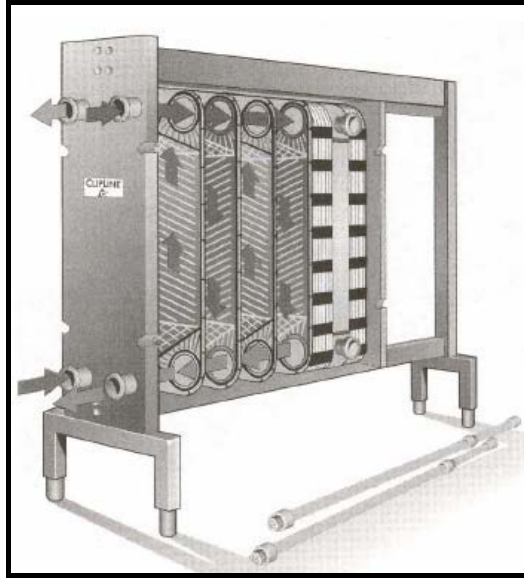


Şekil 2.25. Spiral borulu ısı değiştiricisi (Karışlı 2004)

Plakalı ısı değiştiricileri, akış kanallarını oluşturan ince plakalardan yapılmaktadırlar. Akışkan akımları döz ya da oluklu plakalar ile ayrılmaktadır. Bunlar, gaz, sıvı veya iki-fazlı akımların herhangi bir kombinasyonu için ısı transfer etmek amacıyla kullanılmaktadırlar. Bu tip ısı değiştiriciler aşağıdaki gibi sınıflandırılmaktadır.

- Contalı-plakalı
- Spiral plakalı
- Lamelli tipler

Tipik bir contalı-plakalı ısı değiştiricisi Şekil 2.26. 'da gsterilmektedir. Contalı plakalı ısı değiştiricileri, ince metal plakaların bir çerçeve içerisine sıkıştırılarak paket haline getirilmesi suretiyle yapılmaktadırlar. Her bir metal plakanın dört tarafında akışkanların geçebilmesi için delikler vardır. Plakalar birleştirilip paket yapılırken uygun contalar kullanılarak akışkanların birbirine karışması ve dışarıya sızıntı yapması önlenmektedir. Plakalar arasındaki boşluklardan, sıcak ve soğuk akışkanlar birbirlerine karışmadan akmaktadırlar (Genceli 1999).



Şekil 2.26. Contalı-plakalı ısı değiştirici (Anonim 1980)

Maksimum basınç normal olarak 25 bar (mutlak) 'dır. Özel dizaynlarla 40 bar (mutlak)'a çıkabilmektedir. Sıcaklık aralığı normal olarak (-25 C) ile (+175 C) arasında değişmektedir. Özel malzemeler ile bu sıcaklık aralığı genişleyerek (-40 C) ile

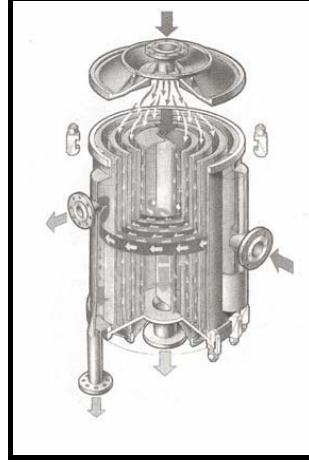
(+200 °C) olmaktadır (Yılmaz 2000). Plakalar ince olduğundan maliyet düşüktür ve kullanılabilirdiği yerlerde normal olarak en ekonomiktir. Erişilebilirliği iyidir, muayene ve temizleme için kolayca açılabilir, esnektir, ekstra plakalar ilave edilebilir. Az akışkan miktarıyla kısa alıkoyma zamanına sahiptir. Bu nedenle sıcaklığa duyarlı veya pahalı akışkanlar (örneğin makyaj ve parfümeri malzemeleri) için uygundur. Kirlenmesi azdır, genellikle düşük kirlenme katsayıları mümkündür. Modüler konstrüksiyona sahiptir ve bakım kolaylığı avantajı vardır. Kolaylıkla sökülüp temizlenebilir. Akışkanlar arası karışma olasılığı azdır, kaçaklar dış tarafa doğrudur. Isı değıştirici içinde sıcak ve soğuk bölgeler oluşmamaktadır (Anonim 1980).

Plakaların düzlemsel oluşu, conta malzemeleri ve çerçevenin konstrüksiyonu nedeniyle yüksek basınçlara çıkılamamaktadır. Plakalar, korozyon dikkate alındığında organik çözücüler için uygundur fakat contalar uygun olmayabilmektedir. Sızıntı riski vardır. Contalar devamlı sızıntı riskini arttırmaktadır. Conta malzemeleri, belli akışkanların kullanımını sınırlayabilmektedir. Sıcaklık, conta malzemesi tarafından sınırlandırılmıştır. Conta zamanla özelliğini kaybetmekte, bu nedenle belirli zamanlarda bu contaları değıştirmek gerekmektedir.

Spiral plakalı ısı değıştiricileri, her biri bir akışkan için olmak üzere iki uzun paralel plakanın spiral, paralel kanal oluşturacak şekilde spiral olarak sarılması ile elde edilmektedir. Her spiral kanaldaki metal yüzeylerin mesafesi, iki plaka arasına konulan saplamalar ile sağlanmaktadır. Saplamaların mesafesi 5 ila 20 mm olabilmektedir (Kakaç 1999). Bu sayede akış oranına bağlı olarak istenilen mesafe sağlanabilmektedir. Bu da ideal akış şartları ve böylece mümkün olan en küçük ısıtma yüzeyinin sağlanması anlamına gelmektedir.

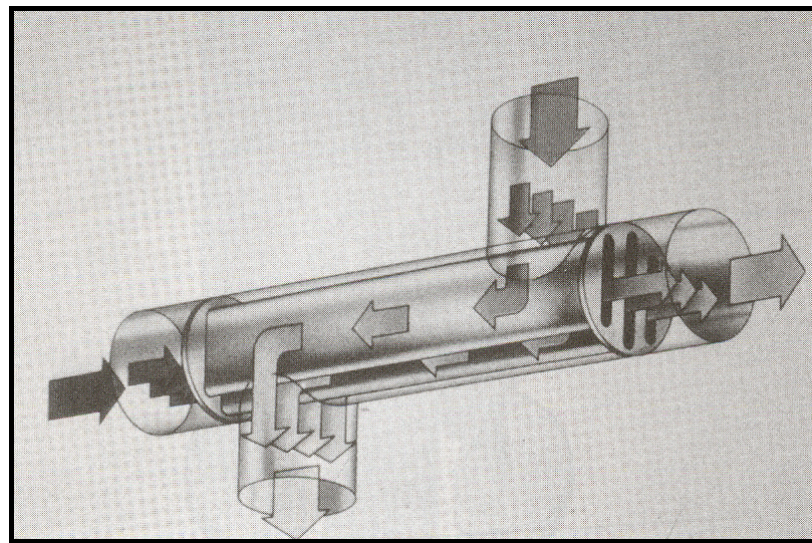
Spiral ısı değıştiriciler oldukça kompakttır, fakat özel üretime bağlı olarak kısmen pahalıdır. Belli bir yüzey alanı için maliyetleri genel olarak plakalı ısı değıştiricileri ile gövde borulu ısı değıştiricileri arasındadır. Tek bir ünite için tipik yüzey alanı 0,5 - 350 m² arasında değışmektedir. Maksimum çalışma basıncı (15 bar 'a kadar) ve sıcaklığı (500 °C 'a kadar) sınırlıdır. Spiral ısı değıştiriciler özellikle viskoz sıvılar,

süspansiyonlar için kullanışlıdır. Kirli ve tortulu akışkanlar için uygundur fakat temizlenmesi plakalı ısı değiştiricileri kadar kolay değildir. Akış dağılımı iyi ve yüksek hızlar kullanılabildeğinden sıcaklığa duyarlı akışkanlar için çok uygundur (Şekil 2.27.) .



Şekil 2.27. Spiral plakalı ısı değiştirici (Anonim 1980)

Bir gövde içine yassılaştırılmış borulardan (lamellerden) yapılmış bir demetin yerleştirilmesi ile elde edilmektedir (Şekil 2.28.). Akışkanlardan birisi lamelli boruların içinden akarken, diğer akışkan lamellerin arasından akmaktadır. Gövde içerisinde şaşırtma levhaları yoktur. Akış tek geçişli olup, aynı yönlü veya karşıt akışlı düzenleme kullanılabilir (Genceli 1999).



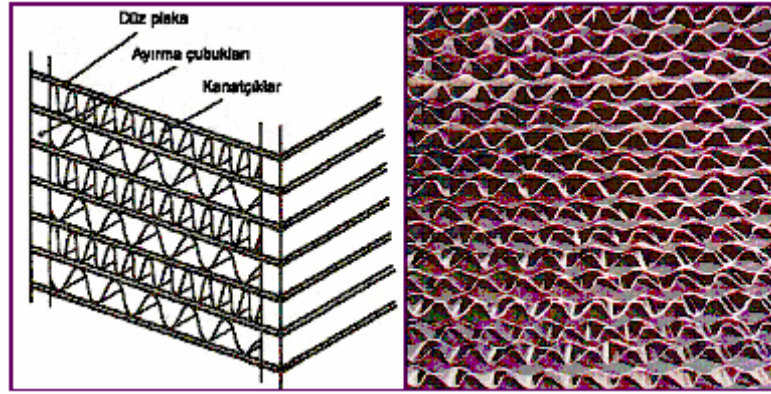
Şekil 2.28. Lamelli ısı değiştirici (Anonim 2002)

Dizayn basınçları çapa bağlı olarak 35 bar basınca kadar çıkabilmektedir. Sıcaklık, teflon conta kullanıldığında 220 °C 'ye, asbest conta ve paslanmaz çelik kullanıldığında 500 °C 'ye kadar çıkabilmektedir. Tek bir ünite için tipik yüzey alanı 1-1000 m² arasında değişmektedir. Isı transfer katsayıları gövde borulu ısı değiştiricilerinkinden büyük fakat plakalı ısı değiştiricinininkinden küçüktür. Kullanım alanları kağıt, besin ve kimya endüstrileridir. Özellikle gaz-gaz sistemleri için uygundur. Malzemeler karbon, paslanmaz çelik, titanyum, Incoloy ve Hastelloy 'dur. Akışkan bakımından sadece konstrüksiyon malzemesi sınırlaması vardır (Yılmaz 2000).

Tam karşıt akış elde edildiğinden ısıl verimleri yüksektir. Hidrolik çap küçük olduğundan büyük ısı taşınım katsayıları elde edilebilmektedir. Gövde borulu ısı değiştiricilerinden daha kompakttır. Düzgün akış yollarına sahiptir ve minimum kirlenme eğilimine sahiptir. Kimyasal temizleme etkin bir şekilde yapılabilmekte ancak lamellerin iç taraflarının mekanik olarak temizlenmesi zor olmaktadır.

Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiricileri, ısı transfer alanını arttırmak amacıyla esas ısı transfer yüzeyi (borulu veya plakalı) üzerinde kanatçıklar veya ilaveler bulunan ısı değiştiricilerdir. Gaz tarafındaki ısı taşınım katsayısı, sıvı tarafındaki ısı taşınım katsayısından çok düşük olduğundan, kanatçıklar gaz tarafında kullanılmaktadır. En yaygın tipleri plakalı-kanatlı ve borulu-kanatlı ısı değiştiricileridir.

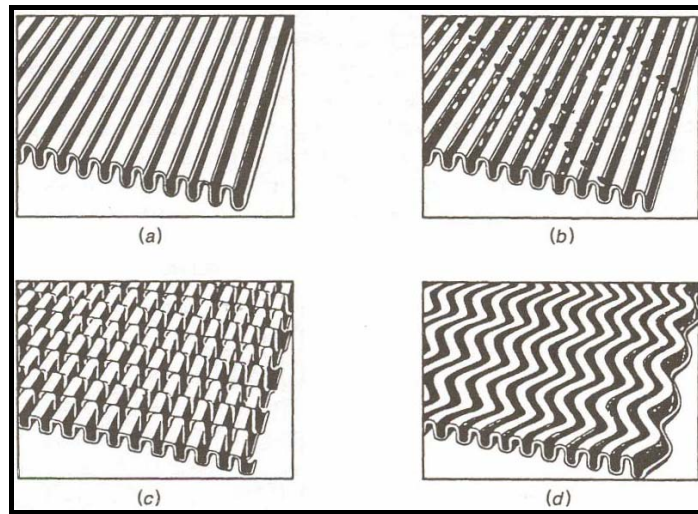
Kanatlar, paralel plakalar halindeki yüzeyler arasına mekanik olarak preslenerek, lehimlenerek veya kaynak edilerek tespit edilmektedir. Kanatlar, düz, delikli, tırtıllı, zikzak, vs. şekillere sahiptir. İki tarafında da gaz akışkan bulunan ısı değiştiricilerinde ısı geçiş yüzeyinin iki tarafına da kanat, gaz ve sıvı akışkanlar ile çalışan ısı değiştiricilerinde ise genellikle sadece gaz tarafına kanat konulmaktadır (Genceli 1999).



Şekil 2.29. Plakalı-kanatlı ısı değıştirci kanatçıkları (Karışlı 2004)

Şekil 2.29 'da plakalı-kanatlı ısı değıştirci kanatçıkları görölmektedir. Kanatçıklar kullanılması ile birim hacim için ısı transfer alanı yaklaşık $2000 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ değerine ulaşmakta olup oldukça kompakttır. Isı değıştircinin girişinde, kanatlar boyunca ve kanattan kanada iyi bir akış dağılımını sağlamak için özel taksim sistemleri bulunmaktadır. Plakalar genellikle 0,5 ila 1 mm ve kanatlar da 0,15 ila 0,75 mm kalınlığındadırlar. Isı değıştircinin tümü alüminyum alaşımlarından yapılmakta ve çeşitli komponentler tuz banyosunda ya da vakum altında kaynatılmaktadır.

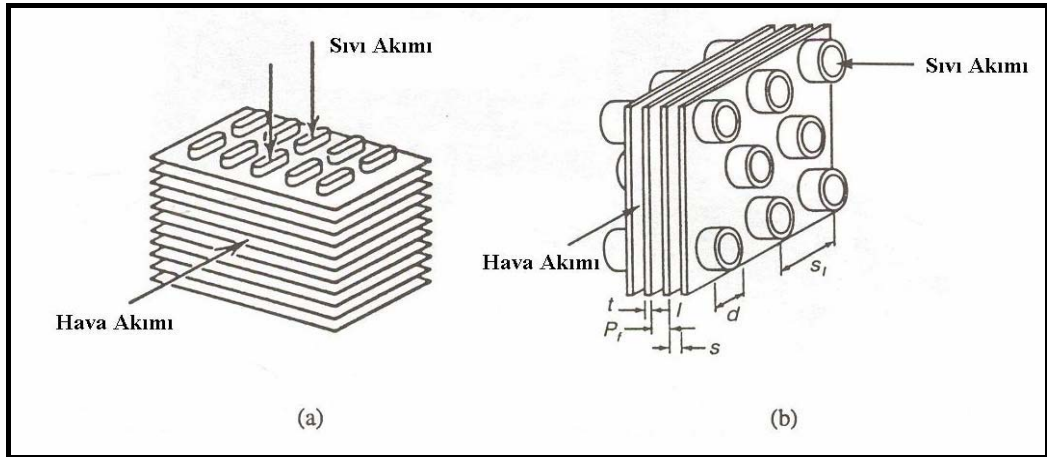
Şekil 2.30. 'da plakalı-kanatlı ısı değıştircilerin farklı dizaynlarına ait örnekler görölmektedir.



Şekil 2.30. Plakalı-kanatlı ısı değıştircilerin farklı dizaynlarına ait örnekler (Butterworth 1991)

Çapraz-akışlı veya karşıt-akışlı akış konfigürasyonuna sahip olabilmektedirler. Düşük ağırlığa sahiptirler ve çoklu akım kullanabilmektedirler. Sadece temiz akışkanlar ile kullanılmaktadırlar. Kullanım alanları, gaz ve buhar türbinleri, otomobil, kamyon, uçak motorları soğutma sistemleri, ısı pompaları, soğutma ve iklimlendirme tesisleri, elektronik devrelerin soğutma devreleri ile enerji geri kazanım sistemleridir.

Borulu kanatlı ısı değiştiriciler genellikle gaz-sıvı uygulamalarında kullanılmaktadır. Gaz kısmının ısı transfer katsayısı genellikle sıvıya nazaran oldukça düşük olduğundan, kanatlar bu kısımda bulunmaktadır. Bu tip ısı değiştiriciler, boru demetlerinden ve bunlara dışarıdan bağlanmış kanatlardan oluşmaktadır (Şekil 2.31.). Kullanım alanları, güç santralleri pervaneli soğutma grupları, taşıt araçları, iklimlendirme ve soğutma tesisatlarıdır. Isı değiştiricinin kullanılabilir sıcaklığı kanatların boruya tespit şekline bağlıdır. Kanatların oluşturduğu ilave basınç kayıpları göz önüne alınmalıdır.



Şekil 2.31. Borulu-kanatlı ısı değiştiriciler (Anonim 1980)

Rejeneratörlerde ısı önce sıcak akışkan tarafından bir ortamda depo edilmekte, daha sonra sıcak akışkana verilmektedir. Rejeneratörlerin başlıca üstünlükleri şunlardır:

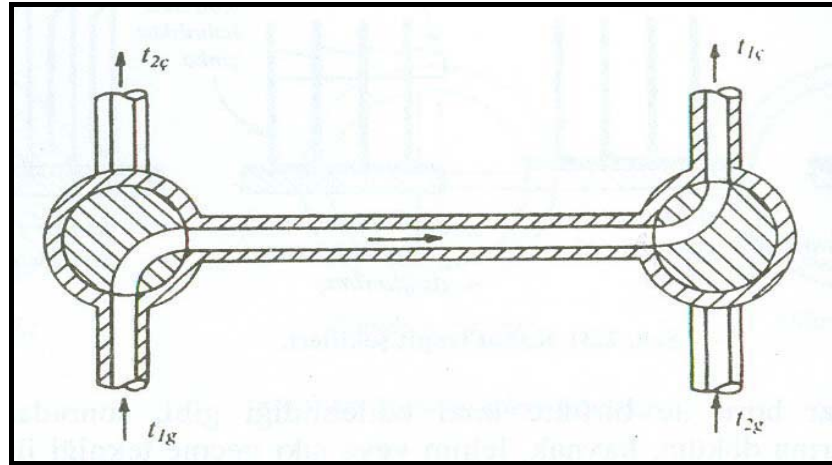
- β yüzey alan yoğunluğu (kompaktlık) çok büyük değerlere çıkabilmektedir.
- Diğer ısı değiştiricilerine göre ilk yatırım masrafı daha azdır.
- Sistemin kendi kendini temizleme özeliği vardır.

Bunlara karşılık bu ısı değiştiricinin sakıncaları ise şunlardır:

- Sadece gaz akışkanlarda kullanılabilir.
- Sıcak ve soğuk akışkanlar arasında her zaman bir miktar kaçak vardır.
- Akışkanlar birbirlerine etki edebiliyor ise bu tip ısı değiştiriciler kesinlikle kullanılamamaktadır.

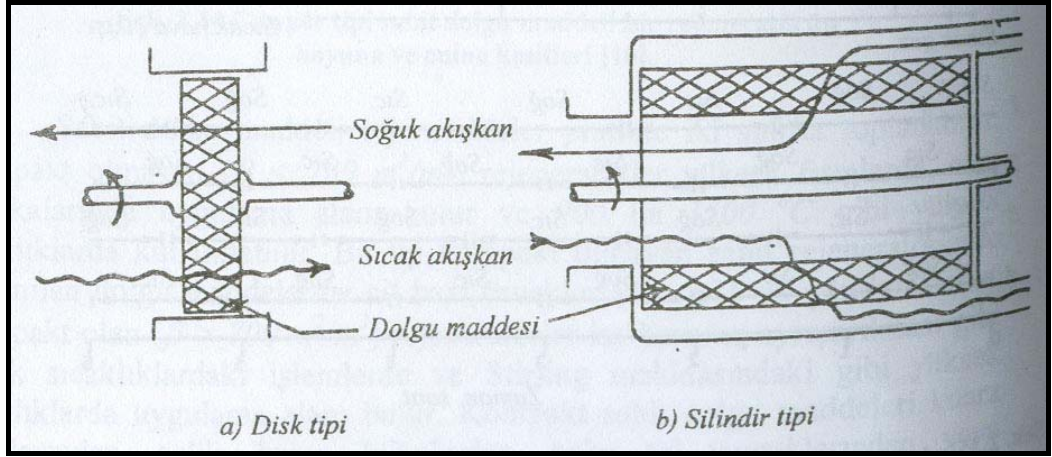
Pratikte dönen ,sabit dolgu maddeli ve paket yataklı olmak üzere üç grup rejeneratör tipi ile karşılaşılmaktadır (Genceli 1999).

Sabit dolgu maddeli rejeneratör tipine bazen periyodik çalışan ısı değiştiricileri adı da verilmektedir. Sabit dolgu maddeli bir rejeneratörün içindeki akımın şematik gösterimi şek. 2.32. 'de verilmiştir. Belirli zamanlarda klapeler döndürülerek, dolgu maddesi içinden sıcak veya soğuk akışkan geçişi gerçekleştirilmektedir. Sistemin sürekli çalışmasını sağlayabilmek için aynı tipten en az iki rejeneratöre gerek duyulmaktadır. Birçok işletmede ise üç veya dört rejeneratör aynı anda kullanılmaktadır.



Şekil 2.32. Sabit dolgu maddeli rejeneratörde akımın şematik gösterilişi (Genceli 1995)

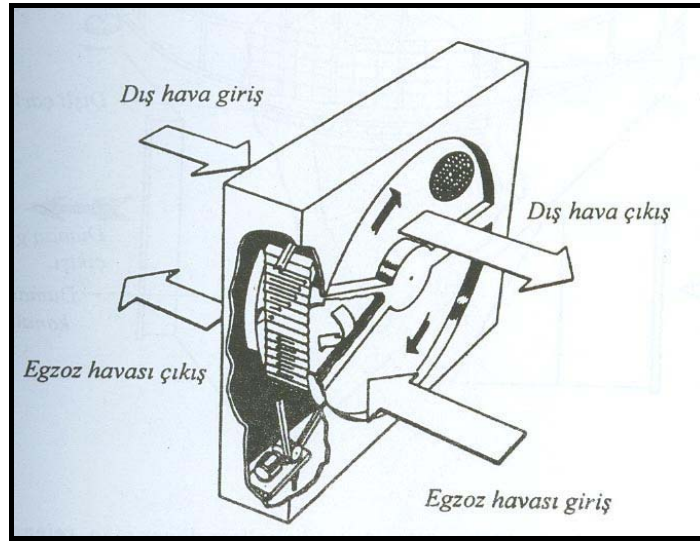
Döner dolgu maddeli rejeneratörler de disk ve silindir tipi olmak üzere iki grupta toplanabilmektedir (Şekil 2.33.). Bu tip rejeneratörler genellikle gaz türbinlerinde buhar kazanlarında, cam fabrikalarında yakma havasının sıcak duman gazları ile ısıtılmasında, iklimlendirme tesisatlarında enerji ekonomisi için çok kullanılmaktadır.



Şekil 2.33. Döner dolgu maddeli rejeneratörler (Genceli 1995)

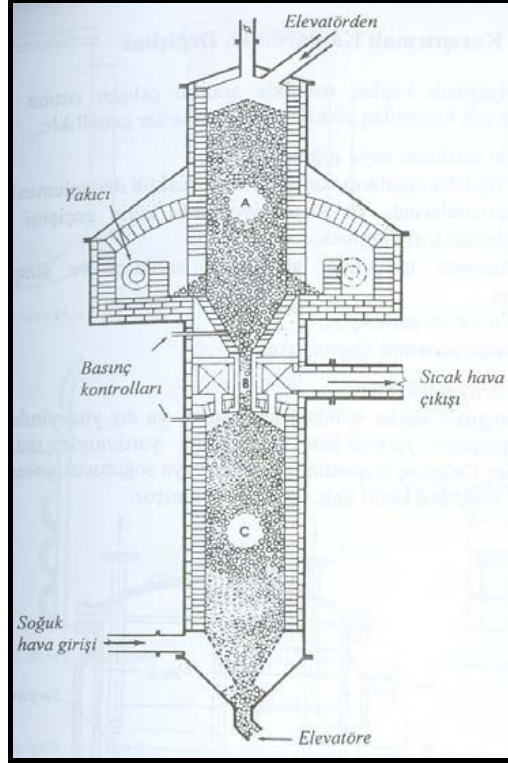
Bu tip ısı değiştiricilerinin dolgu maddeleri, akış esnasında fazla basınç kaybı meydana getirmeyen, üzerlerinde birikinti olmayacak ve iki gaz arasındaki kaçakları en az değere indirecek geometriler tercih edilmektedir. Gazların birbirine karışmasına mani olmak için alınan önlemlere rağmen yine de dolgu maddelerinin boşluklarında gaz kalması nedeniyle, akışkanların birbirine karışımı tam olarak önlenememektedir. Döner dolgu maddeli rejenatörlerde akışkanların karışımı daha fazla olmaktadır. Buna karşılık döner dolgu maddeli olanların sürekli çalışması, sabit dolgulu maddeli rejeneratörlere göre üstünlük sağlamaktadır (Genceli 1999).

Dönen (devirli) rejeneratörlerin en iyi bilinen örneği ısı tekerleği 'dir (Şekil 2.34.). Isı tekerleği, iki bitişik kanal içermektedir. Kanallardan birisi atık gazı içermekte, diğerinden ise ısıtılmak istenen gaz ters akımlı olarak geçmektedir. Isı tekerleğinde, ısı depolama kütlesi olarak metal, seramik, sünger, kaplanmış amyant karton gibi çok değişik malzemeler kullanılabilir. Önemli olan, bu malzemeden yapılacak hava-hava geçirgenliğinin bulunması ve yüzeyinin mümkün derece büyük olmasıdır.



Şekil 2.34. İklimlendirme tesisatlarında kullanılan ısı tekerleği (Genceli 1995)

Bu sistemde ısı kazanılacak atık gaz ile ısıtılacak gaz (kurutucuya giren temiz hava veya işletmenin ısıtılmasında kullanılacak temiz hava) yan yana bulunan iki kanaldan ters yönlerde geçirilmektedir. Isı tekerleğinin yarısı sıcak atık hava, yarısı da temiz soğuk hava kanalında bulunmakta ve tekerlek dönmektedir. Isı tekerleğinin sıcak atık hava kanalında bulunan kısmı, buradan geçen sıcak havadan ısı enerjisi alarak depolamakta ve dönüş nedeniyle bu kısım soğuk hava kanalına geldiğinde de depoladığı ısı enerjisini bu kanaldan geçen soğuk havaya vermektedir. Yatırım maliyeti oldukça düşük olan bu sistemde atık ve temiz hava akımlarının birbirinden tamamen ayrılması sağlanamamaktadır. Atık havadan bir miktar pislik ve nemin, temiz havaya taşınma tehlikesi vardır.



Şekil 2.35. Paket yataklı rejeneratör (Genceli 1995)

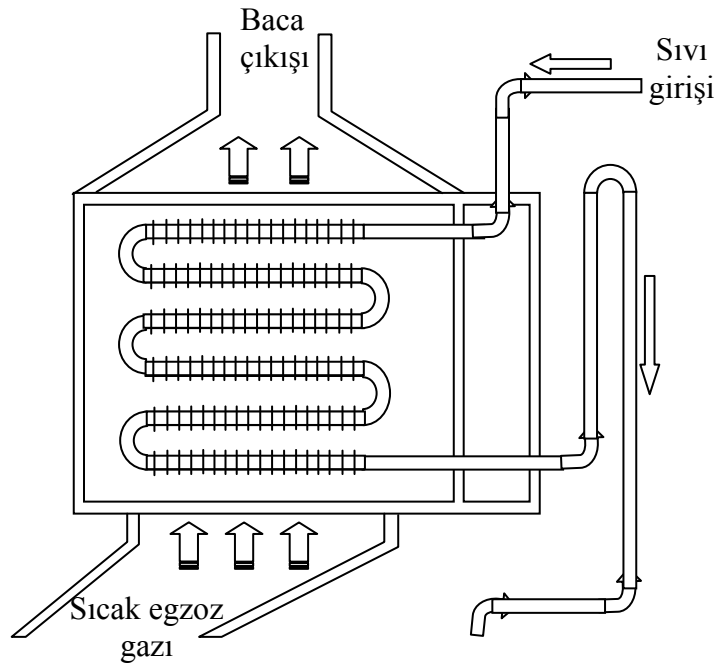
Paket yataklı rejeneratörler sanayide çok farklı uygulamalarda kullanılabilir. Şekil 2.35 'de verilen paket yataklı rejeneratörde küresel, silindirik veya farklı şekilli taneli parçacıklar A silindirik gövdesine yerleştirilmektedir. Sıcak gazlar, tanecikler arasında geçerken bu tanecikleri ısıtmaktadır. B boğazından C silindirik kısmına aktarılan tanecikler, burada ısıtılmak üzere istenen soğuk gaz ile teması getirilmektedir.

Paket yataklı (dolgu) kulelerdeki gaz-sıvı teması sürekli. Genelde sıvı, dolgu yüzeyi üzerinden aşağıya doğru akmakta; gaz (veya buhar) ise, ters yönlü akımla yukarıya doğru çıkmaktadır. Ancak, bazı gaz absorpsiyonu kolonlarında eş yönlü (paralel akım) akışlar kullanılabilir.

2.8. Isı Geri Kazanımı Sistemi Ekonomizörleri ve Seçim Kriterleri

Baca gazlarının çevreye atılması nedeniyle oluşan ısı kayıpları %10-20 arasında değişmektedir. Bir ısı üreticinde örneğin bir ramöz makinesinden dışarıya atılmakta olan baca gazlarının ısısından istifade ile kumaş boyama için kullanılan temiz suyun veya işletmede kullanılan kalorifer sistemi suyunun ısıtılması suretiyle ısı geri kazanımı sağlanabilir. Böylece ramöz atık baca gazlarının ısısı kullanılarak, enerjiden dolayısıyla yakıttan tasarruf sağlanabilir.

Teknik zorunluluklar nedeniyle baca gazının sıcaklığı belli değerlerden aşağı düşürülemez. Zira baca gazı sıcaklığı düşürüldükçe hem baca gazı çekimi düşer hem de daha önemlisi azalan baca gazı sıcaklığı ile besleme suyu sıcaklığı farkı nedeni ile ısı transferi yüzeyi büyümekte buna bağlı olarak ekipman maliyeti artarak amortisman süresi yükselecektir. Doğal baca çekişi sağlanabilmesi için baca gazı çıkış sıcaklığı 170–180 °C 'nin altına düşmemeli ve hiç olmazsa baca gazı sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasında 100–150 °C 'lik fark korunmalıdır. Şekil 2.36 'da bir gaz-sıvı ekonomizörü şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.36. Gaz-sıvı ekonomizörü

Genellikle ısıtma kazanlarında ve atık baca gazının olduğu ramöz makinelerinde kullanılan ve ekonomizör adı verilen elemanlar içinde atık baca gazları vasıtasıyla, kazan besleme suyu veya işletmede kullanılacak temiz şebeke suları kazanın asıl ısıtma yüzeylerine veya boyama kazanları gibi sistemlere girmeden önce ısıtılabilir.

Ekonomizör ve hava ısıtıcısı bulunmayan sistemlerde bacadan atılan duman gazının sıcaklığı, buharlaşmakta olan su sıcaklığı (dolayısıyla basıncı) ile ilgilidir. Pratik açıdan, buhar sıcaklığından yaklaşık 100 °C 'den daha büyük değere kadar atık baca gazlarından yararlanılabilir. Atık baca gazları ile buharlaşan su arasındaki sıcaklık farkı 100 °C değerinden az olduğunda, yeterli verim oluşmadığından ve ilk yatırım masrafları arttığından ekonomik olmaz. Normal halde yeterli bir baca yüksekliğinde, doğal çekişli bacadan duman gazları 150-180 °C, zorlanmış çekme halinde ise 110-130 °C sıcaklık değerine kadar soğutulur, bunların ısısından yararlanmak mümkündür. Bu ısı düşük sıcaklıkta olan kazan besleme suyunu, sisteme dahil olacak şebeke suyunu, yakma havasını veya ramöz taze giriş havasını ön ısıtmada kullanılır. Bir yakıt ekonomisi kazandırması nedeniyle, bu tip uygulamalarda kullanılan eşanjörlere, ekonomizör adı verilmiştir.

Bütün tasarruf sağlayan cihazlarda olduğu gibi ekonomizörlerde de ilk yatırım masrafları ile işletme masrafları arasında optimum bir çözüm aramak gerekir. Bu nedenle, yakıt fiyatının çok düşük olduğu durumlarda, mevsimlik çalışan veya ara sıra devreye giren sistemler için ekonomizörler uygun olmayabilir (Toklu 1995).

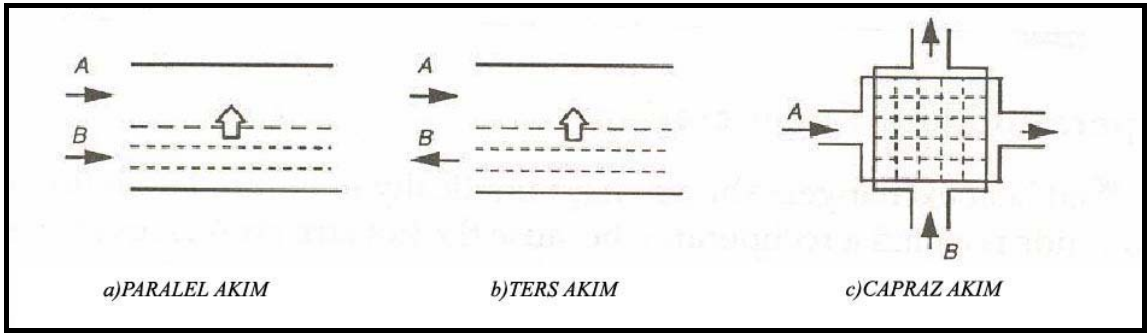
Bir atık ısı geri kazanım sisteminde ekonomizör veya hava ısıtıcısı yakıt tasarrufu (veya ısı verim) açısından aynı görevi yaparlar. Genellikle küçük buhar basınçlarında ve buhar debilerinde, ekonomizörler hava ısıtıcılarına göre daha ekonomiktir. 25 ton/h buhar debisinden büyük değerlerde hava ısıtıcısı ekonomizörle rekabet edebilmekte, büyük işletmelerde ise hem ekonomizör hem de hava ısıtıcısı aynı anda kullanılabilir.

Isı geri kazanım sistemleri projelendirilirken, proje kullanılacak ısı değiştiricinin veya ekonomizörün seçimi için dikkate edilmesi gereken hususlar bu bölümde ele alınacaktır.

2.8.1. Akış düzenlemeleri

Isı değiştiriciler, akış şekline bağlı olarak da sınıflandırılabilir (Şekil 2.37.). Üç temel konfigürasyon aşağıdaki gibidir:

- Paralel akım
- Ters akım
- Çapraz akım



Şekil 2.37. Isı değiştiricilerde temel akış düzenlemesi (Genceli 1995)

Paralel akımlı ısı değiştiricilerinde, iki akışkan da aynı taraftan sisteme girmekte, aynı doğrultuda akarak diğer kısımdan çıkmaktadır. Ters akımlı ısı değiştiricilerinde ise, akışkanlar sisteme birbirlerine zıt yönlerden girmektedir. Tekil çapraz akımlı ısı değiştiricilerinde, akışkanlardan birisi, diğer akışkana 90° açı ile sisteme girmektedir. Çok geçişli çapraz akım konfigürasyonları da birim sistemlerin seriler halinde sıralanması ile mümkün olabilmektedir (Kılıç ve Yiğit 2000).

Akım düzenlemeleri arasında, ısı değiştirici boyunca olan sıcaklık dağılımı, verilen sıcaklık ve ısı değişim yüzeyi için gerçekleşen ısı transfer miktarı açısından farklılık bulunmaktadır.

Örneğin verilen bir akım ve sıcaklık için, ters akımlı ısı değiştirici minimum alana ihtiyaç duyarken, paralel akımlı ısı değiştirici maksimum ısı transfer alanına ihtiyaç duymaktadır. Çapraz akımlı ısı değiştiricilerin gerektirdiği alan ise bu ikisinin arasındadır.

2.8.2. Isıl uzunluk

Isıl uzunluk (q), veya ısı transfer birim sayısı (HTU), ısı değiştiricinin performansının ölçüsü olan yararlı bir kriterdir. Tek fazlı akış içeren bir ısı değiştiricisi için ısı uzunluk, bir akışkandaki sıcaklık değişiminin, akışkanlar arasındaki ortalama sıcaklık farkına oranı olarak tamamlanmaktadır; yani su/su akışına sahip borulu bir ısı değiştiricide orta seviyede bir basınç düşümünde, yaklaşık olarak “0.5 HTU/geçiş” değeri elde edilecektir. Kompakt ısı değiştiricileri, özellikle plakalı tip, “ısı olarak uzun” kanallara sahiptir ve q değerleri “4 HTU/geçiş” değerine kadar yükselmektedir (Anonim 1993).

2.8.3. Debi

Debi, ısı değiştirici tipinin seçimini etkileyen önemli bir parametredir. Debinin sınırlanmasını etkileyen parametreler, kanal akış alanı ve müsaade edilen basınç düşümüdür. Basınç düşümünün 20 kPa olduğu durumda, ticari olarak mevcut olan bazı ısı değiştiriciler için sınırlayıcı hacimsel sıvı debi değerleri aşağıda verilmiştir (Anonim 1993).

Borulu ısı değiştiricileri: Sınırsız

Plakalı ısı değiştiricileri: 2000 m³/h

Spiral ısı değiştiricileri:

(her iki tarafta spiral akış) : 400 m³/h

(bir tarafta çapraz akış) : 8000 m³/h

Lamelli ısı değiştiricileri: 4000 m³/h

Suyun dışındaki diğer akışkanlar veya farklı basınç düşümleri için, hacimsel debi, bu değerlerden oldukça farklılık göstermektedir.

2.8.4. Basınç düşümü

Basınç düşümü, ısı değiştirici dizaynında önemlidir ve ısı transferi için ödenen bedeldir. Basınç düşümü sınırlamaları, ekonomik (pompalama maliyetleri) nedenler veya proses sınırlamaları tarafından belirlenmektedir. Ekonomik dizayn için, herhangi belirlenen basınç düşümü sınırlamalarına tamamıyla uyulmalıdır (Anonim 1993). Proses dizayn edici tarafından, ısı değiştirici için basınç düşümü belirlenirken dikkat gösterilmelidir. Bazen belirlenmiş olan basınç düşümü gerçekten proses gereksinimleri tarafından belirlenirken, çoğunlukla proses dizayn edicinin belirlemesi oldukça keyfi temelde olabilir. Basınç düşümünün, edicinin belirlemesi oldukça keyfi temelde olabilir. Basınç düşümünün, tarafından belirlenen basınç düşümü sorgulamadan kabul edilmesi gereken değer olarak düşünülmemelidir.

Verimsiz basınç düşümünden kaçınılmalıdır; giriş, çıkış ve dönüş-dirsek kayıpları minimize edilmeli ve küçük boru tarafı geçiş sayısı kullanılmalıdır. Plakalı ısı değiştiricileri geçiş başına diğer tiplerden daha yüksek q değerleri (ısı transfer birim sayısı) geliştirebilmektedirler.

2.8.5. Sıcaklık geçişi

Isı değiştiricisinde sıcaklık geçişinin olması, ısı değiştirici tipinin seçiminde dikkate alınması gereken diğer bir faktördür. Soğuk akışkanın ısı değiştiricisinden çıkış sıcaklığı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından fazla ise, bu ısı değiştiricisinde “sıcaklık geçişi” vardır. Bu durumda ise, karşıt akışlı ısı değiştiricilerini kullanmak gereklidir. Karşıt akış oluşturan üniteler ise, ya tam karşıt akışlı üniteler veya seri bağlı çok geçişli ünitelerdir. Eğer sıcaklık geçişi yok ise, çapraz akışlı veya karışık akışlı üniteler yeterli olmaktadır.

2.8.6. Kirlenme eğilimleri

Kirlenme, sıvıların içinde bulunabilen katı cisimler ve kireçlenme ısı değıştirci seçiminde dikkate alınması gereken önemli faktörlerdir. Bir akışkanın belirli bir yüzey tipine göre kirlenme karakteristiklerine etki eden faktörler şunlardır :

- Akışkanın hızı: Isı değıştirci kanal sistemindeki en düşük hız, en önemli etkidir.
- Akışkan hızının kayma kuvveti, türbülans ve laminer tabaka kalınlığına etkisi
- Yüzey civarında kalma süresi
- Kanallardaki hız ve akım dağılımı: Tüm kanal bölümlerinde iyi bir hız veya akım dağılımı olmalıdır. Eğer birden fazla kanal var ise çeşitli kanallar arasındaki akım dağılımının da iyi olması gerekir.

Diğer tip ısı değıştircilerinin kirlenme faktörleri gövde borulu ısı değıştirci tiplerine göre daha azdır. Kirli bir görevin gereklerinin en iyi karşılandığı ısı değıştirci tipi spiral plakalı ısı değıştircisidir. Plakalı ısı değıştircileri ve lamelli ısı değıştircileri de kanallarda ve kanal aralarında iyi bir akım dağılımı olduğundan ve akımın tümünün türbülanslı olmasından dolayı kirli görevlere iyi uyum sağlamaktadırlar. Süspansiyon halinde elyaf içeren sıvılar için genellikle spiral plakalı ısı değıştircileri en uygun ısı değıştirci tipidir.

2.8.7. Muayene, temizleme, tamir ve ilave

Proses akımlarının karakteristikleri, temizleme (mekanik veya kimyasal) ve ünitenin tümünün veya bir kısmının periyodik değıştirilmesi için gereksinimleri karşılayacak şekilde dikkatlice incelenmelidir. Eğer gövde borulu ısı değıştircisindeki boru demeti, temizleme veya değıştirilme için sökülecek ise, yeterli yer hacmi mevcut olmalı ve gerekli cihazların ısı değıştircisine girişı ve çıkışı göz önüne alınmalıdır. Eğer proses koşullarının değışimleri söz konusu ise, modifikasyon kolaylığı, ayrıca önemli faktör olabilmektedir (Anonim 1980).

Göz önüne alınması gereken diğer bir faktör, arıza sonucu akışkanların birbirine karışması ve/veya sızıntı yapmasıdır. Çok zehirleyici ve tutuşabilir akışkanlar için, arıza çok fazla önemli olabilmektedir. Bu, ısı değiştirici tipini seçmeye karar verirken genellikle önemli faktördür. Lamelli ve spiral ısı değiştiriciler akışkanların birbirine karışma olasılığını minimize etmektedirler. Zehirli akışkanların kullanılacağı yerlerde, dış bağlantılara özel dikkat gösterilmelidir, çünkü bu bağlantıların yüksek bütünlük sağlaması gerekmektedir.

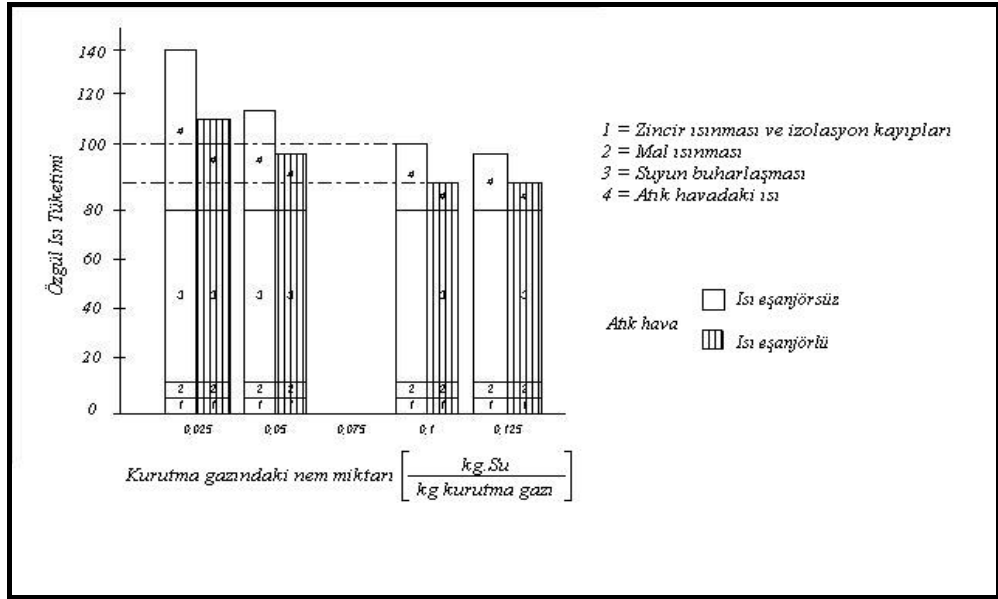
2.9. Ramöz Atık Havasından Isı Geri Kazanımı Olanakları

Isı geri kazanım sistemleri ramöz atık havasındaki atık ısıyı geri kazanırken, aynı zamanda atık havanın temizlenmesini de sağlamaktadırlar. Atık havanın soğutulması, hava/hava ve hava/su ısı değiştiricilerde çok aşamalı ısı değişim prosesi ile sağlanmaktadır. Bu sayede atık ısının büyük kısmı geri kazanılabilmektedir. Yoğuşan zararlı maddelerin bir kısmı ısı değiştiricilerde ayrılmakta, geri kalan kısım ise bir sonraki adımda filtrelerce uzaklaştırılmaktadır. Ramöz için ısı geri kazanımından % 30 ila % 40 enerji tasarrufu sağlanmakta ramöz performansı % 10-% 15 artmakta ve parçacık halindeki zararlı maddelerin (gazlar dışında) miktarı günümüzde istenen sınırların altına düşmektedir. Benzer sonuçlar kaplama, baskı gibi tekstil endüstrisindeki diğer ısı işlemler için de sağlanmaktadır (Ogulata 2004).

Sıcak ve nemli atık havadan kazanılan ısı enerjisi, ya ramöze giren temiz ve kuru havanın ön ısıtılmasında, ya da temiz işletme suyunun ısıtılmasında kullanılmaktadır. Bu iki prensibin kombine edildiği sistemler de bulunmaktadır.

Daha önce de belirtildiği gibi ramöz atık havası belirli miktarda nem ihtiva etmektedir. Atık havadaki nem miktarı düşük olduğu takdirde, sıcak hava miktarı fazla olacağından atık hava ile kayba uğrayan enerji miktarı fazladır.

Dolayısıyla atık hava ile geri kazanılabilecek enerji miktarı da fazla olacaktır. Ancak Şekil 2.38. incelendiğinde, az nem içeren yüksek atık hava miktarıyla çalışıldığında, ısı geri kazanım sistemi kurulsun bile, yüksek atık hava nemi ile çalışılan ve ısı geri kazanım sistemi bulunmayan ramöze göre özgül enerji tüketiminin daha yüksek olduğu görülmektedir. Atık hava nemi yüksek olduğu takdirde ise, ısıtılacak temiz hava miktarı az olacağından özgül enerji tüketimi oldukça düşmekte, öte yandan bir ısı geri kazanım sistemi de kurulursa bu değer daha aşağılara çekilebilmektedir (Naefe 1981).



Şekil 2.38. Atık havadaki neme bağlı olarak özgül enerji tüketiminin değişimi (Tarakçıoğlu 1984)

Nemli atık havadaki su buharı da yoğunlaştırılabilirse, suyun yoğunlaşma enerjisi de geri kazanılacağından, verimlilik oldukça artmaktadır. Çünkü 1 kg suyun yoğunlaşma enerjisi, 1 kg suyun bulunduğu atık havanın ısı enerjisine oranla oldukça yüksektir. Eğer atık havadaki su buharı yoğunlaştırılmak isteniyorsa, hava-su ısı değiştiricileri kullanılmalıdır. Ramöz atık havası ile ramöze beslenen kuru havanın ısıtıldığı sistemlerde, ramöze giren temiz havanın tamamının temiz hava giriş kısmından değil de ramöz giriş ve çıkışlarından da emildiğinden, temiz hava kısmından geçen hava miktarı az, atık hava miktarı ise buna kıyasla daha fazla olmakta ve atık hava en iyi durumda ancak 90-95 °C 'ye kadar soğutulabilmektedir (Prince 2008).

Dolayısıyla atık havada bulunan su buharı veya diğer gaz haline geçmiş yoğuşabilir kimyasal maddelerin yoğuşması yeterince sağlanamadığından, yoğuşma enerjilerinden faydalanılamamaktadır. Atık havadaki su buharının yoğuşturulabilmesi için atık havanın 62 °C 'den daha düşük sıcaklıklara kadar soğutulması gerekmektedir, ancak bu hava-hava sistemlerinde mümkün olmamaktadır. Hava-su sistemlerinde ise atık havanın 40-50 °C 'ye kadar soğutulabilmesi sağlanabildiğinden, atık havada bulunan su buharının büyük bir kısmının yoğuşması sağlanabilmektedir.

Çizelge 2.8. 'de de görüldüğü gibi sadece atık havanın ısı enerjisinden faydalandığı durumlara kıyasla, atık havadaki su buharının da yoğuşması sağlanabildiğinde, geri kazanılan enerji miktarı 2 - 3 katına çıkmaktadır.

Çizelge 2.8. Atık havadan ısı geri kazanımında farklı olanakların karşılaştırılması (Tarakçıoğlu, 1984)

Atık hava miktarı	: 10.000 kg/sa		
Atık hava sıcaklığı	: 110 °C		
Atık hava nemi	: 0,1 kg su / kg hava		
Hava-hava ısı değiştiricisi			
Isıtılacak havanın miktarı	: 8000 kg/sa		
Isıtılacak havanın sıcaklığı	: 20 °C		
Isıtılacak havanın nemi	: 0,01 kg su / kg hava		
	Isı Tekerleği	Plakalı Isı Değiştirici	Aracılı Rek. Isı Değiştirici
Hava sıcaklığı (°C)	85	78	70
Geri kazanılan ısı (kJ/sa)	521.675	475.202	410.306
Hava-su ısı değiştiricisi			
Isıtılacak suyun miktarı	: 8000 kg/sa		
Isıtılacak suyun sıcaklığı	: 15 °C		
	Serpantinli Isı Değiştirici	Yıkama Kulesi	Yıkama Kulesi + 2. basamak
Su sıcaklığı (°C)	50	56	50
Geri kazanılan ısı (kJ/sa)	1.172.304	1.373.270	1.172.304

2.9.1. Hava-hava ısı geri kazanımı sistemleri

Atık hava ile kurutucuya giren temiz havanın ısıtılması, yeni gelişmiş ramözlerde kurutucuya bütünleşmiş ya da sonradan ilave edilen ısı değiştiricilerle sağlanmaktadır. Isı değişimi için en yüksek verimi sağlayan tekerleğidir ve ucuz olduğundan geri ödeme süresi de kısadır. Ancak bu temiz havanın kısmen kirlenme problemi söz konusu olduğundan tercih edilmemektedir. Günümüzde daha ziyade plakalı ya da cam borulu hava-hava ısı değiştiricileri kullanılmaktadır (Tarakçioğlu 1984).

Sıklıkla kullanılan bir tip olan hava-hava ısı değiştiricilerinin verimlilik dereceleri, genelde %50–60 seviyelerindedir ve yaklaşık olarak %30 kadar enerji tasarrufu sağlanabilmektedir. (Anonim 2002). Hava-hava ısı değişim sisteminde ısıtılan temiz hava, dışarı atılan atık havanın yerine geçmek üzere (yaklaşık %50–60) ramöze geri dönmektedir. Normal olarak, atık havanın yerine geçen temiz hava oda sıcaklığındadır ve ramöz ısıtma sistemi ile ısıtılmak zorundadır. Eğer gerekli olan temiz hava miktarı zaten atık hava ile ısıtılmış ise, ısıtma için kullanılacak enerji tasarruf edilebilmektedir. Bu tip bir sistemde elde edilebilecek değerler Çizelge 2.9 'da özetlenmiştir.

Çizelge 2.9. Ramözde bir hava-hava ısı değiştiricisi ile elde edilen tasarruflar (Karışlı ve Kaptan 2004)

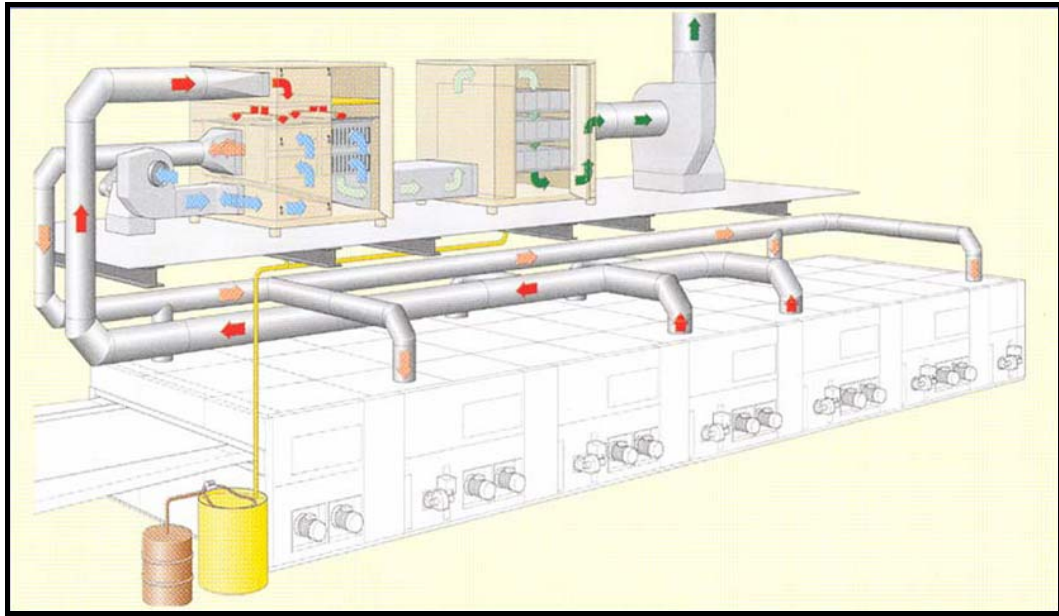
Atık hava miktarı	: 18,900 kg/h
Atık hava giriş sıcaklığı	: 130° C
Atık hava çıkış sıcaklığı	: 92° C
Temiz hava miktarı	: 10,500 kg/h
Temiz hava giriş sıcaklığı	: 28° C
Temiz hava çıkış sıcaklığı	: 92° C

Dolayısıyla, temiz hava oda sıcaklığı olan 28 °C 'den 92 °C 'ye kadar ısıtılmıştır, böylece, atık havanın, artık ramözde birincil enerji tarafından sağlanamayacak ısı enerjisinin 162 200 kcal/h 'i geri kazanılmıştır. 0,50 EUR/m³ 'lük gaz fiyatı ile ve yılda 5 000 saat çalışma için 8 500 kcal/m³ 'lük özgül kalori değeri için 47 750 EUR 'luk bir tasarruf sağlanmıştır.

Ancak alınan değerlerin kurutma değil de, termofiksaj için olduğunu belirtmekte fayda vardır. Isı eşanjörünün maliyeti 108 000 EUR olup, geri ödeme süresinin 2 yıl olduğu bildirilmiştir.

Birçok durumda, hava-hava sisteminin temizleme etkisi de aynı nedenden ötürü yetersiz kalmaktadır. Bu nedenle, soğutucu sonuna bir yıkayıcının kurulması uygun olmakta ve hatta bazı durumlarda yıkayıcının çıkışına bir elektrostatik çöktürücünün kurulması da gerekli olabilmektedir.

Brückner firmasının geliştirdiği ECO-HEAT sisteminin (Şekil 2.39.) hava-hava ısı değiştiricisi, izole edilmiş bir gövde içerisinde alüminyumdan yapılmış 8 adet kanatlı ters akım ısı değiştirici bloğu ve iki kafes (filtre) içermektedir. Atık havanın geçtiği kısımlarda, oluşan kondensatın daha iyi uzaklaştırılması için düzgün yüzeyli kanatlar bulunmaktadır. Kondensat, ısı değiştiricinin altında bulunan bir toplama haznesinde biriktirilmektedir veya bir boru sistemi vasıtasıyla merkezi kondensat depolama tankına da gönderilebilmektedir Brückner sisteminde, termofiksaj esnasında 180 °C 'deki atık hava ile temiz havayı yaklaşık 120 °C 'ye ısıtabilmek mümkün olduğu bildirilmektedir (Anonim 1993).



Şekil 2.39. Brückner hava-hava ısı geri kazanım sistemi (Anonim 1993)

Kafesler (filtreler) hava-hava ısı değiştiricisinin önemli bir elemanıdır. Aktif yüzeyleri ısı değiştiricisinin iki mislidir ve böylece tıkanma daha yavaş olmaktadır. Etkili ayırma olmadığı takdirde, kuvvetli yapışkan elyaf karışımı, yoğunlaşmış bitim işlemi maddeleri, yumuşatıcılar, reçine komponentleri ve toz ısı değiştiricinin atık hava kısmında birikmekte ve ısı transfer performansını etkilerken önemli temizleme problemlerine yol açmaktadır.

Brückner ECO-HEAT sisteminde hesaplama parametreleri ve ramöz atık havasından ısı geri kazanımı yapılması sonucu ortaya çıkan tasarruflar Çizelge 2.10 'da özetlenmiştir.

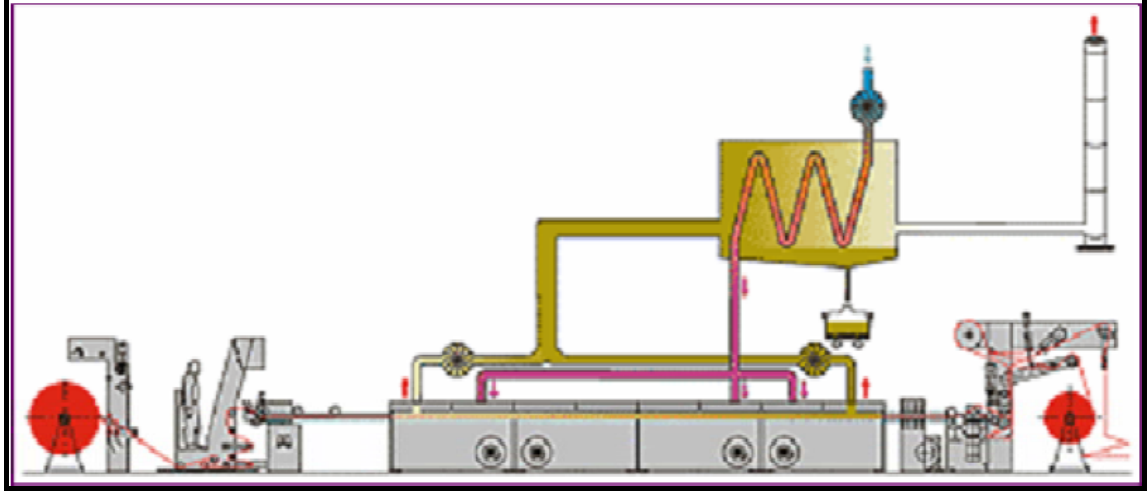
Yıllık çalıştırma saati	: 4 800 saat/yıl (iki vardiya)
Direkt gaz ısıtma verimliliği	: % 98
Yağ ısıtma verimliliği	: % 80
Elektrik maliyeti	: 0,107 EUR/kWh
Doğalgaz maliyeti	: 0,033 EUR/kWh
Isıtma yağının maliyeti	: 0,031 EUR/kWh

Çizelge 2.10. Brückner ECO-HEAT hava-hava ısı geri kazanım sistemi için temiz hava 25 °C 'den 148 °C 'ye ısıtıldığında elde edilen tasarruflar (Anonim 2003)

Ramöz	6 kamaralı	8 kamaralı
Isıtma sistemi	Kızgın yağ ısıtmalı	Direkt gaz ısıtmalı
Ramözün enerji tasarrufu	1,130,000 kWh/yıl	1,530,000 kWh/yıl
Geri ödeme süresi	1,4 yıl	1,5 yıl

Havanın % 50' ye kadar temizlenebildiği ve bir elektro filtre ilavesi ile emisyonun %90 ' a varan oranlarda azaltılmasının sağlandığı Koenig tipi bir başka hava-hava ısı geri kazanım sisteminde, kurutma havasının ön ısıtılması için sıcak ramöz atık havası (160 °C), mevcut atık hava fanları ile bir düz borulu ısı eşanjörüne gönderilmekte, oradan da dışarıya atılmaktadır. Soğuk temiz taze hava (atık havanın %50 'si kadar), temiz hava fanı ile, ters akım prensibine göre eşanjörden geçirilmekte ve ardından ısınan hava ramöze gönderilmektedir. Isı eşanjöründen geçerken, hava yaklaşık olarak

140 °C 'ye kadar ısıtılmaktadır (Şekil 2.40.). Bu sayede, atık hava enerjisinin yaklaşık % 50 'sinin temiz havaya aktarılabildiği bildirilmiştir. (Anonim 2003).



Şekil 2.40. Koenig hava-hava ısı geri kazanım sistemi (Anonim 2003)

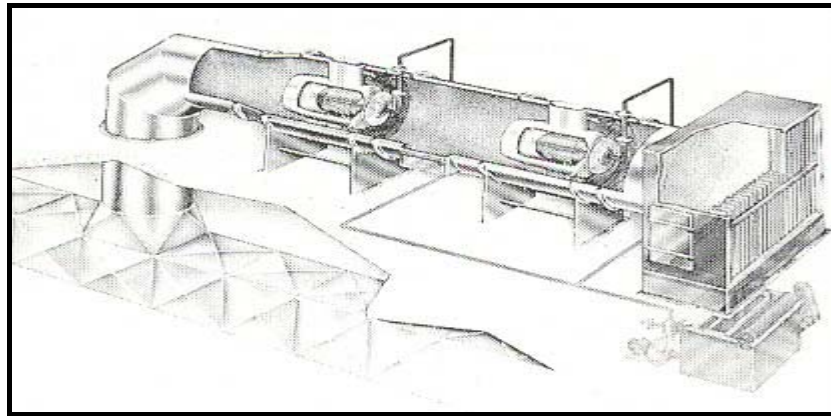
2.9.2. Hava-su ısı geri kazanımı sistemleri

Ramöz atık havasında bulunan atık ısı enerjisi, işletme suyunun ısıtılmasında da kullanılabilir. Bunun için genellikle ince borulu veya plakalı ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Hava-su ısı değiştirici sistemlerinde nemli atık havada bulunan su buharı ve diğer yoğuşabilen kimyasal maddeler de yoğuşturulabilmekte ve yoğuşma enerjilerinden faydalanılabilmektedir (Tarakçıoğlu 1984).

Hava-su sistemlerinde elde edilen suyun sıcaklığı genelde 50-55 °C 'yi pek geçmemektedir. Bu yöntemin bazı işletmeler tarafından tercih edilmemesinin nedeni de, özellikle atık akışkandan ısı geri kazanım sistemine sahip işletmelerde gerekenden fazla 50-55 °C 'de su elde edilecek olmasıdır. Ancak temiz suyun giriş sıcaklığı daha yüksek tutularak örneğin 30 °C temiz suyun akış hızına da bağlı olarak 70-80 °C ' ye kadar ısıtılabilmesi mümkün olabilmektedir.

Yüksek enerji geri kazanımı sağlanabilen sistemlerden biri yıkama kuleleridir. Yıkayıcılarda, atık hava, damlacıkların büyük yüzey alanı ile soğutulmakta, dolayısıyla zararlı madde buharları yoğuşmaktadır. Buna ilave olarak, zararlı maddeler su damlacıklarına adezyon ile çöktürülmekte ve çözünebilir zararlı maddelerde bu su damlacıklarında çözülmetedirler. Yıkama kulelerinden elde edilen su temiz değildir ve direkt olarak boyahane proseslerinde kullanılamamaktadır. Bu nedenle bu suyun bir ısı değiştiriciden geerilmesi ile temiz sıcak su elde edilmektedir (Tarakçıoğlu 2004).

Monforts-Prött tipi atık hava yıkayıcısında (Şekil 2.41.), atık hava, içerisinde bir su pulverizatörü olan boru içerisine alınmakta ve buradaki türbin çarkının dönmesi ile çok küçük damlacıklara ayrılmaktadır. Püskürtülen su bir perde oluşturduğundan, çapraz akıma benzer bir akış düzenlemesi oluşmaktadır. Bu sistemde atık havanın 50 °C 'ye kadar soğutulduğu bildirilmektedir (Oğulata ve Doba 2000).



Şekil 2.41. Monforts-Prött atık hava yıkayıcı (Anonim 2003)

Monforts Koenig sisteminin hava-su sistemi düz borulu ısı değiştiricisinden oluşmaktadır. Sıcak ramöz atık havası, mevcut atık hava fanları ile ısı değiştiricisine gönderilmekte ve ardından soğumuş hava dışarı atılmaktadır.

Isı eşanjöründe ters akım prensibinin uygulanması, suyun sadece 40 °C veya 50 °C 'ye kadar değil, 80 °C 'ye kadar ısıtılmasına izin vermektedir. 80 °C' deki sıcak suya boyama ve yıkama için gerek duyulmaktadır. Geleneksel ısı geri kazanım tesislerinde 40 °C ila 50 °C 'ye kadar ısıtılmış olarak gelen su, yıkama makinelerinde ya da boyama

hatlarında 80 -90 °C 'ye kadar ısıtılmak zorundadır. Su, hava-su ısı değişim sisteminde ısıtıldığı takdirde ise bu ısıtmalar elimine edilebilmektedir. Bu durum sadece enerji tasarrufu sağlamakla kalmamakta, ayrıca yıkama veya boyama makinelerinin kullanılabilirliğini artırmaktadır, çünkü suyun ısıtılması için zaman kaybedilmektedir.

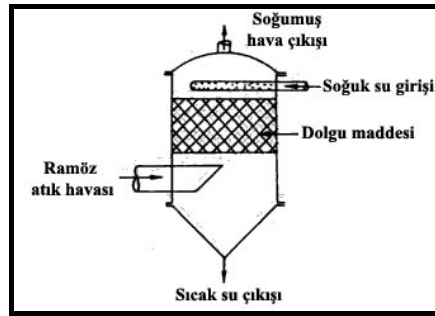
İşletmedeki ölçümler esnasında, işletme suyunun yaklaşık 60 °C 'ye kadar ısıtılmasının maliyetlerde yıllık 132 350 DM 'lık bir tasarruf sağladığı görülmüştür. ESP de içeren sistemin kurulma maliyeti 290 300 DM 'tır. Bu da 2 ila 3 yıllık bir geri ödeme süresi anlamına gelmektedir. Diğer bir deyimle, üç yıl sonra atık hava temizleme sistemi firma için para kazanmaya başlamaktadır (Anonim 2003).

Brückner ECO-HEAT hava-su ısı geri kazanım sistemi için temiz su hava-su ısı değiştirici ile atık hava 20 °C 'dan 90 °C 'ye ısıtıldığında buhar ısıtmalı ramözde Çizelge 2.11. 'deki tasarrufların gerçekleştiği bildirilmektedir. (Anonim 2003).

Çizelge 2.11. Brückner hava-su ısı geri kazanım sistemi ile sağlanan tasarruflar (Anonim 2003)

Ramöz	6 kamaralı	8 kamaralı
Buhar kazanının enerji tasarrufu	2,030,000 kWh/yıl	2,666,000 kWh/yıl
Geri ödeme süresi	1,0 yıl	0,9 yıl

Diğer bir hava-su ısı değiştirici sistemi de ramöz atık havasından ısı geri kazanımı amacıyla tasarlanan ATIRA WHR dolgulu yataklı yıkama kule sistemidir (Şekil 2.42.).



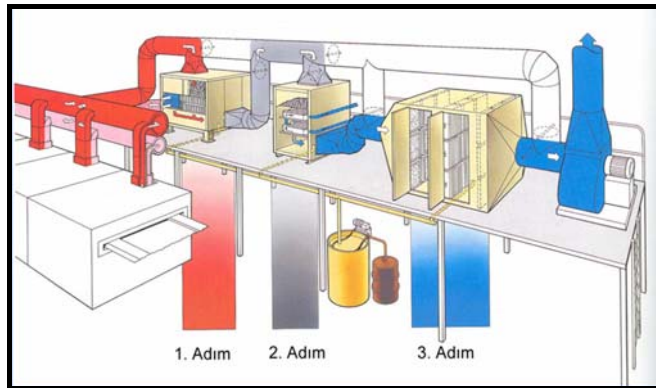
Şekil 2.42. ATIRA WHR dolgulu yataklı yıkama kule sistemi (Anonim 2003)

Bu sistemde işletme suyu ramöz atık havasıyla ısıtılarak 50-55 °C sıcak su elde edildiği bildirilmiştir. Bu tasarımda dolgu maddelerin geniş yüzey alanı üzerinde hava ile suyun ters akımı sağlanmıştır. Bu sistemin geri ödeme süresinin 1-2 yıl olduğu bildirilmiştir (Naefe 1981).

Hava-su ısı değiştiricisinde yoğuşma gerçekleştiğinde büyük miktarlarda kondensat oluşmaktadır. Yağlı, kolayca uzaklaştırılabilir bir kondensat oluşabilirken, asit içeren ve çoğunlukla korozif olan katran benzeri viskoz kondensatlar da ortaya çıkabilmektedir. Bu nedenle, Brückner sisteminde ısı değiştiricinin iç yüzeyleri paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Kondensat, bir boşaltma oluğu vasıtasıyla toplama haznesine ya da hava-hava ısı değiştiricisinde de olduğu gibi direkt olarak merkezi depolama teknesine gönderilebilmektedir.

2.9.3. Kombine ısı geri kazanımı sistemleri

Hava-hava ve hava-su sistemleri kombine edilebilmektedir. Önce ramöz atık havası ile ramöze beslenen temiz havanın ön ısıtması yapılmakta, ardından ikinci adım olarak biraz soğuyan ancak içerisindeki nemin büyük kısmını hala ihtiva eden atık hava ile işletmede kullanılacak temiz su ısıtılmaktadır. Üçüncü aşama olarak atık havanın temizlenmesi isteniyorsa bir yıkayıcı ya da elektrostatik çöktürücü ilavesi yapılabilmektedir. Şekil 2.43. 'de Brückner firmasına ait kombine ısı geri kazanımı ve atık hava temizleme sistemi görülmektedir.



Şekil 2.43. Brückner kombine ısı geri kazanım sistemi (hava-hava + hava-su) (Anonim 2003)

Kombine ısı geri kazanım sistemleri konusunda yapılan örnek bir çalışmaya ait veriler, kurutma ve termofiksaj işlemleri için geri ödeme süreleri, Çizelge 2.12. 'de gösterilmektedir (Anonim 2002).

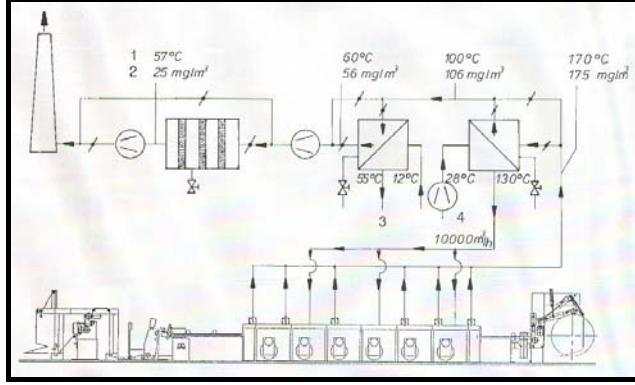
Çizelge 2.12. Farklı işlemler (kurutma ve termofiksaj), farklı ısı geri kazanım sistemleri (hava-hava ve hava-su) ve farklı vardiya sayıları için kendini geri ödeme süreleri (Anonim 2002)

		1 vardiya/gün		2 vardiya/gün		3 vardiya/gün	
	İşlem	Tasarruf (Euro)	Geri-ödeme süresi (yıl)	Tasarruf (Euro)	Geri-ödeme süresi (yıl)	Tasarruf (Euro)	Geri-ödeme süresi (yıl)
Hava/su	Kurutma	32050	5.7	64150	2.6	96150	1.7
Temiz su 15 °C	Termo fiksaj	34450	5.4	68900	2.4	103350	1.5
Hava/su	Kurutma	18050	12.6	36100	5.9	54150	3.3
Temiz su 40 °C	Termo fiksaj	23350	8.6	46700	3.7	70050	2.4
Hava/hava	Kurutma	8000	> 20	16000	15.6	24000	8.5
Temiz hava 20 °C	Termo fiksaj	11000	> 20	22000	9.6	33000	6.6

Görüldüğü gibi sıcak temiz hava sıcaklığının yüksek tutulduğu termofiksaj işlemlerinde ısı geri kazanımı değerleri yüksek ve buna karşılık sistemin geri ödeme süresi daha kısadır (Anonim 2002).

Şekil 2.44. 'de gösterilen kombine ısı geri kazanım sisteminde görüldüğü üzere 170 °C 'deki atık hava, ilkönce bir hava-hava ısı değiştiricisinden geçmekte ve burada 100 °C 'ye soğurken 28 °C temiz havayı 130 °C 'ye ısıtmaktadır. Isıtılan bu temiz hava ramöze beslenmektedir. Ardından atık hava bir hava-su ısı değiştiricisinden geçirilmekte ve burada 12 °C 'deki temiz su 55 °C 'ye ısıtılmaktadır. Atık hava ise 60

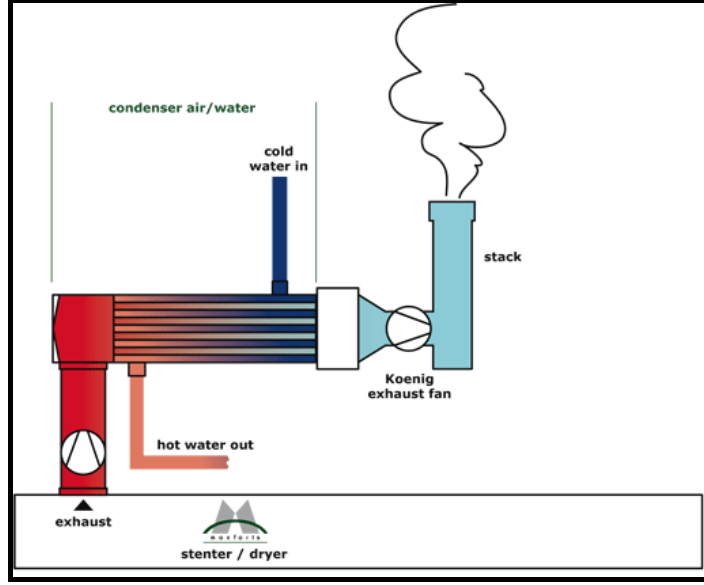
°C 'ye kadar soğutulmakta, böylece hem atık havanın ısısı geri kazanılmış hem de temizleme etkisi sonucu zararlı madde miktarı %70 azaltılmış olmaktadır.



Şekil 2.44. Kombine bir ısı geri kazanım sistemi (Tarakçıoğlu 2004)

2.9.4. Ramöz atık havasından ısı geri kazanımı yapılan sistemlerde karşılaşılan güçlükler

Ramöz atık havasından ısı geri kazanımı yapılan sistemlerde, sistemin çalışır durumda iken, atık havadaki zararlı madde buharları kullanılan ısı eşanjörünün yüzeylerinde yoğunlaşmaktadır. En çok kullanılan ısı eşanjörü tipi, temizlenecek atık havanın kanatçıkların arasındaki boruların etrafından geçtiği, ince borulu ters akımlı ısı eşanjörleridir. Her zaman, bu tip ısı eşanjörlerinde tüycükler ve diğer maddeler ile özellikle dar kanatçıklar arasında birikme sonucu nispeten kısa bir zaman periyodunda tıkanma tehlikesi vardır. Bu nedenle, sürekli olarak temizlenmeleri gerekmektedir. Bu problem Monforts-Koenig ısı eşanjöründe çözülmüştür. Düz ve kaygan yüzeyli borulardan oluşan boru demetinden oluşan bir ısı eşanjörü imal edilmiştir. Isıtılacak su boruların çevresinden geçerken, atık hava boruların içerisinden ters yönde (ters akım) geçmektedir. Isı değiştiriciler, çıkışa doğru eğimli olacak şekilde yerleştirilmektedir. Boruların çıkışa doğru eğimli olması sayesinde, yoğunlaşan atık hava buharları ve su alt kısımdan boşaltılabilmektedir (Şekil 2.45.). Bu maddeler bir teknede biriktirilmekte ve boşaltılmaktadır. Bu durum ısı değiştiricisine kendi kendini temizleyebilme özelliği kazandırmaktadır. En kötü durumda, üç ayda bir bakım gerekmektedir, fakat iki yıllık periyotlar da başarılmıştır.

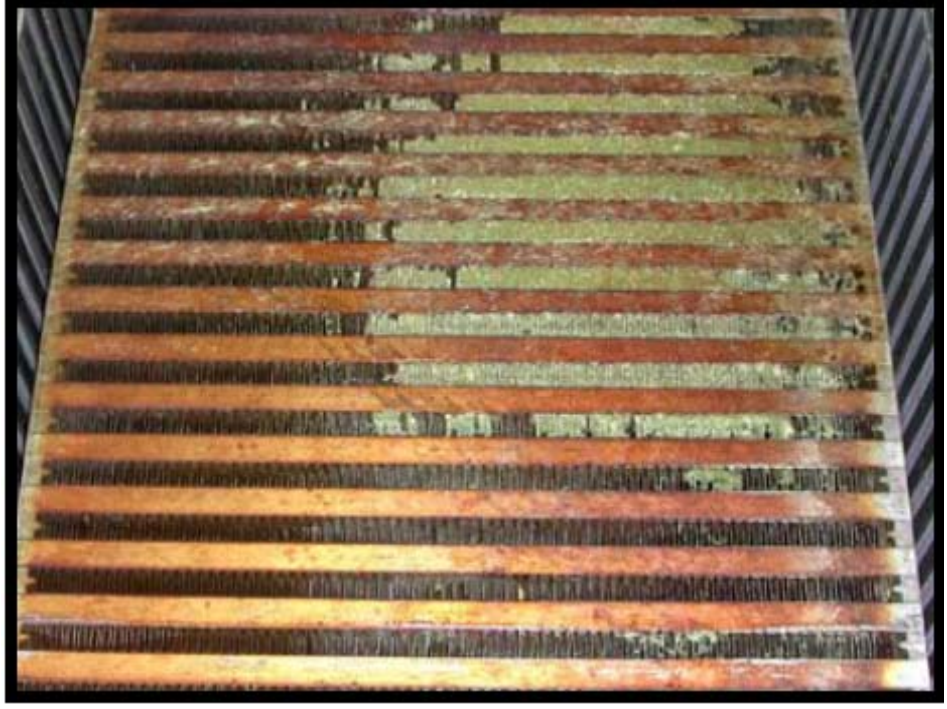


Şekil 2.45. Koenig hava-su ısı geri kazanım sistemi (Anonim 2003)

Hava ile birlikte taşınan zerrecikler, bir nem tutucuyla havadan uzaklaştırılmakta ve önceden ısıtılmış bir toplama teknesinde toplanmaktadır. Bu arada hava yaklaşık 40 °C 'a kadar soğutulmakta ve zararlı maddelerin çoğu atık havadan uzaklaştırılmaktadır. Bazı durumlarda, havanın zararlı madde içeriği, henüz bu adımda, Almanya 'da izin verilen maksimum limit olan 0,8 g.C/kg kumaştan daha düşük olmaktadır. Çoğu durumda ise, atık havanın zararlı madde içeriğinin yeterli derecede düşürüldüğü bir elektrostatik çöktürücüden (ESP) geçirilmesi gerekmektedir.

Hava-hava ya da hava-su ısı değişiricileriyle ramöz atık havasından ısı geri kazanımında karşılaşılan en büyük problemlerden birisi de, atık havada bulunan elyaf uçuntularının ve tozların zamanla ısı değişiricileri bloke etmesi ve dolayısıyla verimlerini düşürmesidir.

Şekil 2.46. 'da elyaf ve toz ile kirlenmiş bir ısı değişirici görülmektedir. Kirlenmeyi engellemek için sistemin girişine filtre ilave edilmesi gerekmektedir. Sabit filtre kullanıldığında, bunların belirli periyotlarda temizlenmesi gerekmektedir. Kendi kendini temizleyen döner filtreler kullanıldığında el emeği gereksinimi oldukça azalmakta ve daha iyi sonuçlar alınmaktadır.

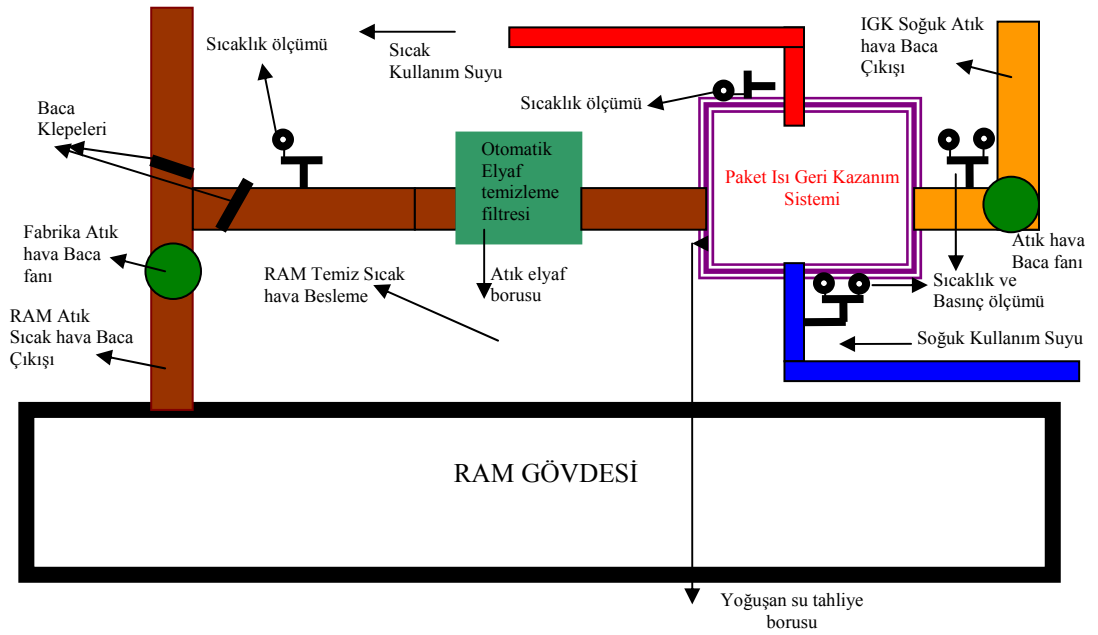


Şekil 2.46. Elyaf ve toz ile tıkanmış bir plakalı ısı değıştirici (Anonim 2003)

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Bu çalışmada, bu noktaya kadar anlatılan konu ile ilgili pratik çalışmalara emsal teşkil edebilecek bir örnekleme gösterilmiştir. Örneklemede Bursa 'da faaliyet gösteren bir iplik boyama fabrikasında bulunan ramöz makinesinin atık baca gazı değerleri (sıcaklık, debi, nem vb.) baz alınarak, baca kanalı üzerine bir ekonomizör boyutlandırılması yapılarak, işletme kullanımı için değerlendirilecek suyun ısıtılması amaçlanmıştır. Isıl hesapları ve boyutlandırması yapılacak ekonomizör ve diğer sistem elemanları Şekil 3.1 'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Isı geri kazanımı sistemi elemanları ve şematik gösterimi

3.2. Yöntem

Örnek bir işletmeden alınan ve kurutma işlemi yapan bir ramözün atık baca gazının değerlendirilerek, işletmede kullanılacak suyun ne kadar ısıtılacağı, işlem sırasında yoğuşmanın olup olmayacağı, yoğuşmadan kaynaklı ortaya çıkan ve geri kazanılan gizli ısı enerjisinin, geri kazanılan duyulur ısı enerjisine oranı araştırılmıştır.

Ekonomizör, baca kanalından gerçekleştirilecek bir ayrılma ile daha geniş bir alanda baca gazının geçirileceği bir gövde ve basınç kayıplarının düşük olacağı serpantin şeklinde dizilen borular içinden suyun geçeceği bir tasarım öngörüsü ile planlanmıştır.

Ramöz makinesinden-işletmeden alınan ve proje tasarımını şekillendirecek proje verileri altta listelenmiştir.

3.2.1. Proje verileri

Isıtma suyu ekonomizöre giriş sıcaklığı	:50 °C
Isıtma suyu ekonomizörden çıkış sıcaklığı	:60 °C
Isıtma suyu ekonomizöre giriş debisi	:30 ton/h
Ramöz taze hava giriş sıcaklığı	:27 °C
Ram hızı	:35 m/dak.
Atık baca gazı ramöz çıkış sıcaklığı	:149 °C
Atık baca gazı toplam ramöz çıkış debisi	:18 048 m ³ /h
Atık baca gazı bağıl nemi	:φ=4,48
Kamara sayısı	:6 adet

3.2.2. Ekonomizör ısı hesapları ve boyutlandırılması

Atık baca gazı içindeki su buharının yoğuşma sıcaklığının hesabı için suyun doyma basıncı diyagramlarından (EK 1), baca gazı sıcaklığı için doyma basıncı,

$$T_{\zeta} = T_{lg} = 149 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad P_{dT} = 464,6 \text{ kpa} \quad \text{olarak okunur.}$$

$$\phi = 4,48 \quad \phi = \frac{P_b}{P_{dT}} \Rightarrow P_b = \phi \cdot P_{dT} = 0,0448 \cdot 464,6 = 20,81 \text{ kpa}$$

$T_{\zeta} \approx 61 \text{ }^{\circ}\text{C}$ altında yoğuşma gerçekleşecektir.

$$P = P_b + P_h \Rightarrow P_h = P - P_b = 100 - 20,81 = 79,19 \text{ kpa}$$

$$w_b = 0,622 \cdot \frac{P_b}{P_h} = 0,622 \cdot \frac{20,81}{79,19} = 0,163 \frac{\text{kg su buharı}}{\text{kg kuru hava}}$$

Atık baca gazı için atmosferik basınçtaki havanın fiziksel özelliklerini kullanarak, içinde bulunan su buharının tamamının yoğuştuğu kabulü ile, EK 2 'deki tablodan,

$$\rho = 0,7725 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Baca gazı hacimsel debisi} \Rightarrow Q_b = 18 \text{ 048 m}^3/\text{h}$$

$$\text{Baca gazı kütleli debisi} \Rightarrow m_b = 18048 \cdot 0,7725 \cong 13 \text{ 942 kg/h}$$

$$m_{\text{yoğ.su}} = m_b \cdot w_b = 13942 \cdot 0,163 = 2 \text{ 272,54 kg/h}$$

Su ve su buharı doymuş sıcaklık tablosundan (Ek 4), $T_{\text{çığ}} \approx 61^{\circ}\text{C}$ için h_{sb} değeri,

$$h_{\text{sb}} = h_b - h_s = 2610,57 - 255,37 = 2355,2 \text{ kJ/kg}$$

Eşanjör kapasitesinin ve $T_{1\text{ç}} = T_{2\text{ç}}$ değerinin hesabı için,

$$Q_{\text{toplam}} = Q_{\text{duyulur}} + Q_{\text{gizli}}$$

$$Q_{\text{toplam}} = m_b \cdot C_{\text{ph}} \cdot (T_{1\text{g}} - T_{1\text{ç}}) + m_{\text{yoğ.su}} \cdot h_{\text{sb}} = m_s \cdot C_{\text{ps}} \cdot (T_{2\text{ç}} - T_{2\text{g}})$$

EK 2 ve EK 4 'de bulunan tablolardan, ortalama sıcaklıklarda hava ve suyun ısıtılma kapasiteleri (Sezen 2000),

$C_{\text{ph}} = 1017 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ ve $C_{\text{ps}} = 4183 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ olarak okunur.

$$Q_{\text{toplam}} = \frac{13942}{3600} \cdot 1017 \cdot (149 - T_{1\text{ç}}) + \frac{2272,54}{3600} \cdot 2355,2 = \frac{30000}{3600} \cdot 4183 \cdot (60 - 50)$$

$$Q_{\text{toplam}} = 348583,33 \text{ W}$$

$$T_{1\text{ç}} \cong 60,8^{\circ}\text{C}$$

Q_{duyulur} ve Q_{gizli} hesaplanırsa,

$$Q_{\text{gizli}} = 1486,74 \text{ W}$$

$$Q_{\text{duyulur}} = 347096,59 \text{ W}$$

Ekonomizörde kullanılacak su borularının çapı 19/25 mm ve boru içindeki su hızı $u_s = 1,5$ m/s olarak seçilir.

Ortalama sıcaklıkta akışkan için EK 4 'de bulunan tablodan,

$$k_s = 0,648 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_s = 985 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_s = 505 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$\text{Pr} = 3,26 \text{ olarak okunur.}$$

Boru içindeki ısı taşınım katsayısının hesabı için Reynolds sayısına bakılırsa,

$$\text{Re}_i = \frac{u_s \cdot d_i}{\mu_s / \rho_s} = \frac{1,5 \cdot 0,019}{505 \cdot 10^{-6} / 985} = 55590 > 2300 \text{ türbülanslı akış}$$

Boru içindeki boyutsuz Nusselt sayısı

$$\text{Nu}_i = 0,023 \cdot \text{Re}_i^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot 55590^{0,8} \cdot 3,26^{0,4} = 230,68$$

Boru içindeki ısı taşınım katsayısı,

$$h_i = \frac{\text{Nu}_i \cdot k_s}{d_i} = \frac{230,68 \cdot 0,648}{0,019} = 7867,44 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Baca gazı tarafında boru demetine dik akış prensibi ile düzgün diziliş ve iki boru arası uzaklık 37,5 mm seçilerek,

Baca gazı için fiziksel değerler EK 3 'de bulunan tablodan alınırsa,

$$\rho_b = 0,9333 \text{ kg/m}^3$$

$$k_b = 0,032 \text{ W/m}^0 \text{ C}$$

$$\mu_b = 2,193 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$$

$$\text{Pr} = 0,692$$

$$\dot{m}_{\text{yoğ.su}} = \dot{m}_b \cdot w_b = 13942 \cdot 0,163 = 2\,272,54 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_b = \rho_b \cdot u_b \cdot A_b = 0,9333 \cdot u_b \cdot 0,36 = \frac{13942}{3600}$$

$$u_b = 11,52 \text{ m/s}$$

$$u_{\text{max}} = u_b \cdot \frac{S_t}{S_t - D} = 11,52 \cdot \frac{37,5}{37,5 - 25} = 34,56 \text{ m/s}$$

Gövde tarafındaki Reynolds sayısı hesaplanırsa,

$$\text{Re}_{\text{max}} = \frac{D \cdot G_{\text{max}}}{\mu_b} = \frac{D \cdot \rho_b \cdot u_{\text{max}}}{\mu_b} = \frac{0,025 \cdot 0,9333 \cdot 34,56}{2,193 \cdot 10^{-5}} = 36\,770$$

Diyagramdan f ve x değerleri okunur.

$$f = 0,35 \text{ ve } X = 1, \quad n = 0,620 \text{ ve } C_0 = 0,250$$

$$h_m = C_0 \cdot \text{Re}_{\max}^n \cdot \frac{k}{D} = 0,250 \cdot 36770^{0,620} \cdot \frac{0,032}{0,025}$$

$$h_m = 216,64 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Boru malzemesi, yoğuşma olacağından ötürü paslanmaz çelik olarak seçilmiştir (EK 5).

Toplam ısı transfer katsayısı hesabı yapılacak olursa,

$$U_T = \frac{1}{\frac{r_2}{h_1 \cdot r_1} + \frac{r_2 \cdot \ln(r_2/r_1)}{k} + \frac{1}{h_2}}$$

$$U_T = \frac{1}{\frac{0,0125}{7867,44 \cdot 0,0095} + \frac{0,0125 \cdot \ln(0,0125/0,0095)}{66} + \frac{1}{216,64}}$$

$$U_T = 206,81 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Düzeltilme faktörü için EK 9 'da bulunan diyagram yardımıyla, F değeri hesaplanır.

$$R = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} = \frac{149 - 60,8}{60 - 50} = 8,82$$

$$P = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{60 - 50}{149 - 50} = 0,101$$

F = 0,97 olarak bulunur.

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesaplanırsa,

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(149 - 60,8) - (60 - 50)}{\ln\left(\frac{149 - 60,8}{60 - 50}\right)} = 35,92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Boru boyu hesabına geçilir ve L boru boyu hesaplanır.

$$Q = U_T \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{\ln}$$

$$348583,33 = 206,81 \cdot (\pi \cdot D \cdot L \cdot G.S \cdot N) \cdot 0,97 \cdot 35,92$$

$$348583,33 = 206,81 \cdot (3,1415 \cdot 0,025 \cdot L \cdot 16,20) \cdot 0,97 \cdot 35,92$$

$$L \cong 1,92 \text{ m.}$$

Boru demetine dik akıştaki basınç kaybı hesabı için EK 11 'deki diyagramdan,

$$f = 1$$

$$n_R = 16$$

$$\rho_b = 0,9333 \text{ kg/m}^3$$

$$u_{\max} = 34,56 \text{ m/s}$$

$$\zeta = 0,4$$

$$\mu_0 = 2,156 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$$

$$\mu = 2,193 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$$

$$\Delta P_{y,b,d} = \zeta_{b,d} \cdot n_R \cdot f \cdot \frac{\rho_b \cdot u_{\max}^2}{2} \cdot \left(\frac{\mu_0}{\mu}\right)^{0,14}$$

$$\Delta P_{y,b,d} = 0,14 \cdot 16 \cdot 1 \cdot \frac{0,9333 \cdot (34,56)^2}{2} \cdot \left(\frac{2,156 \cdot 10^{-5}}{2,193 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,14}$$

$$\Delta P_{y,b,d} = 3\,551,66 \text{ Pa}$$

Boru tarafında basınç kaybı değerinin hesaplanması için, EK 10 'da bulunan Moody diyagramından, Reynolds sayısı ve boyutsuz pürüzsüzlük sayısı kullanılarak, sürtünme katsayısı okunur.

$$\lambda_s = 0,03$$

$$\mu = 504 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$\mu_0 = 279 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$m = 0,14$$

$$\Delta P_{t_{\text{boru}}} = n_R \cdot \left[\lambda_s \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_0}\right)^{-m} + 2,5 \right] \cdot \frac{\rho_s \cdot (u_s)^2}{2}$$

$$\Delta P_{t_{\text{boru}}} = 16 \cdot \left[0,03 \cdot \frac{1,92}{0,019} \cdot \left(\frac{504 \cdot 10^{-6}}{279 \cdot 10^{-6}}\right)^{-0,14} + 2,5 \right] \cdot \frac{985 \cdot (1,5)^2}{2}$$

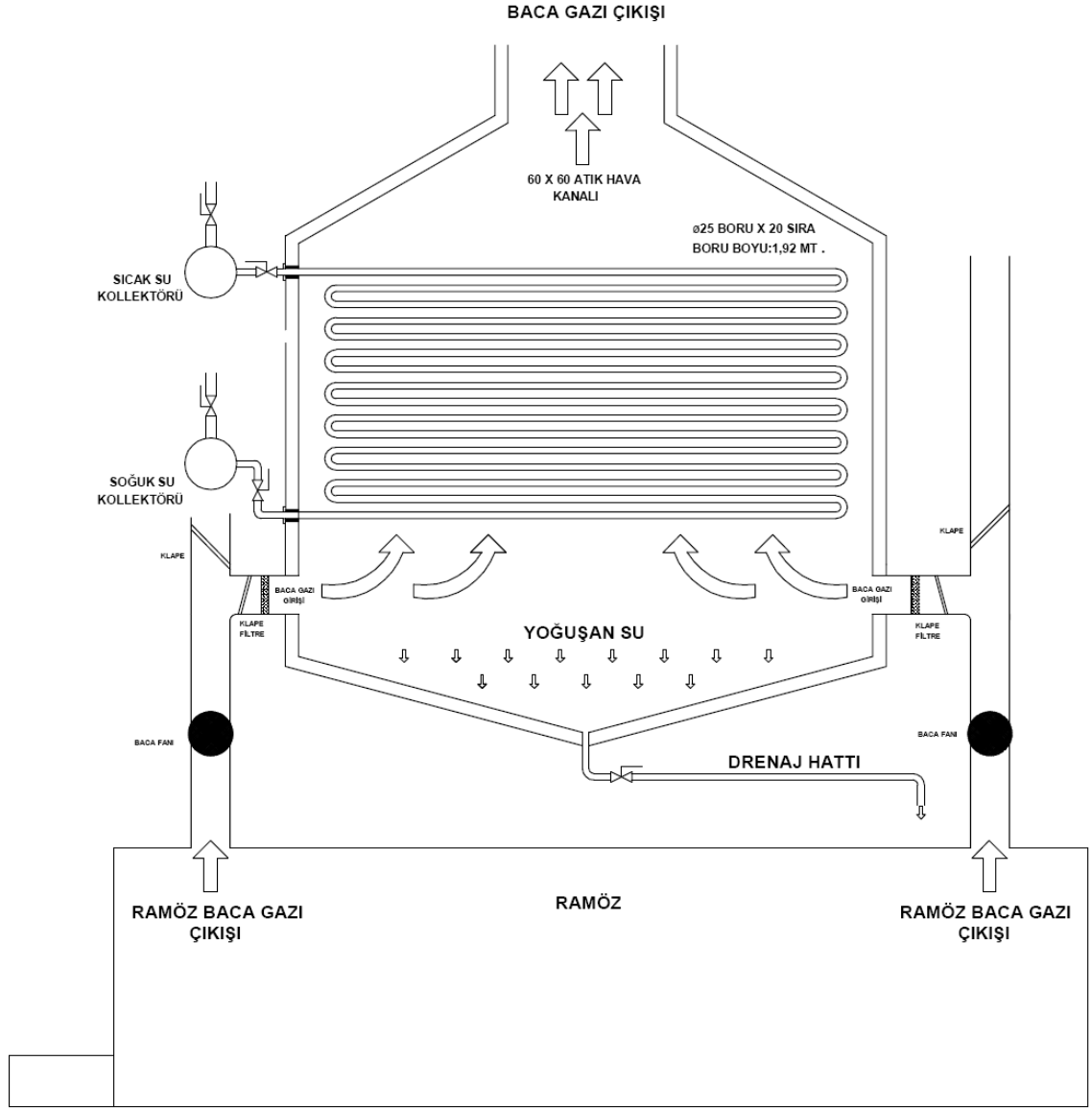
$$\Delta P_{t_{\text{boru}}} = 93\,804,11 \text{ Pa}$$

Elde edilen veriler sonucunda, bu proje için düz ve kaygan yüzeyli borulardan oluşan 20 adet ve 16 geçişli boru demetinden oluşan serpantin tipi bir ekonomizör tasarlanması öngörülmüştür. Isıtılacak su boruların içinden geçerken, atık hava borulara dik yönde geçecektir. Yoğuşan hava, gövde kısmında açılan bir kanal ile ortamdan uzaklaştırılacaktır.

Gövde tarafında yaklaşık 0,03 bar basıncı karşılayabilecek gövde malzemesi EK 13 'den DIN 17155 normu standartlarında 19 Mn 6 çelik sac levha seçilmek suretiyle projeye uygun dizayn sağlanacaktır.

Boru tarafında, yaklaşık 1 bar iç basıncı rahatlıkla karşılayabilecek, DIN 17175 ST 35.8 çelik boru EK 12 'ten seçilir ise ekonomizörde konstruktif açıdan herhangi bir problem oluşmayacaktır.

Boyutlandırma hesapları yapılan örnek ekonomizör ile ilgili çizim ve ramöz üzerindeki bağlantıları Şekil 3.2. 'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Boyutlandırma hesabı yapılan ekonomizör için örnek çizim

4. BULGULAR

Pratikte imal edilebilecek niceliklerde bu ekonomizör ile yapılacak geri kazanım incelenirse, ekonomizörde gerçekleşecek ısı geri kazanımı kW değerinden,

$$Q_{IGK} = 348\,583,33 \text{ kW} \text{ olarak hesaplanmış idi.}$$

Boyutlandırma ve basınç kaybı hesapları yapılan ve hesaplanan değer kadar ısı geri kazanımı yapabilecek bir ekonomizör için 55 000 EUR imalat maliyeti oluşacak olup, maliyetin detayları Çizelge 4.1 'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Isı geri kazanım sistemi maliyet detayları

Tanımlama	Maliyet
Otomatik elyaf temizleme filtresi	5 700 €
Atık elyaf boruları ve ekipmanları	1 200 €
Sıcaklık ölçerler	550 €
Akış valfi ve debi ölçerler	1 500 €
Akış anahtarı	300 €
Baca klapeleri	500 €
Baca genişleme kanalı	1 600 €
Baca daralma kanalı	1 600 €
Baca fanı	1 750 €
Basınç transmitterleri	1 250 €
Sıcak işletme suyu boru ve birleştirme ekipmanları	2 000 €
Soğuk işletme suyu boru ve birleştirme ekipmanları	2 250 €
Besleme suyu sirkülasyon pompası	1 200 €
Ekonomizör serpantin boruları	6 600 €
Ekonomizör paslanmaz gövde sacı	5 100 €
Boru birleştirme ekipmanları	2 000 €
Yoğuşma suyu tahliye borusu ve ekipmanları	2 600 €
Atık baca by-pass kanalı	3 200 €
Küresel ve kelebek boru vanaları	500 €
Otomasyon ekipmanları	5 400 €
Dijital takip panosu	1 200 €
Pano ve elektrik besleme tesisatı	2 000 €
Sarf malzemeler ve işçilikler	5 000 €
TOPLAM	55 000 €

Çizelge 4.2. 'de örnek bir işletmede kullanılan ramöz makinesinin kurutma prosesi sırasında ortaya çıkan atık baca gazının bir ekonomizör vasıtası ile değerlendirilip geri kazanılması sonucunda ortaya çıkan günlük, aylık yakıt tasarrufu değerleri ve yine günlük, aylık, yıllık parasal kazançları görülmektedir. İşletmede ortaya çıkan enerji kaybindan, yıllık 34 374 EUR tutarında enerji geri dönüşünün, ısı geri kazanımı sistemi yardımı ile kazanç haline getirilebilmesi ve 55 000 EUR tutarındaki sistem maliyetinin 1,6 yılda amorti edilmesi mümkündür.

Çizelge 4.2. Ekonomizörde ısı geri kazanımı ve amortisman

Isıtma suyu ekonomizöre giriş debisi	ton/h	30
Isıtma suyu ekonomizörden çıkış sıcaklığı	°C	60
Isıtma suyu ekonomizöre giriş sıcaklığı	°C	50
Isı kazancı hesaplama formülü $Q=m.c.\Delta T$	kW	$30\ 000 \times 4183 \times (60-50) / 3\ 600$
Ekonomizörden geri kazanılan toplam ısı miktarı	kW	348 583
Pratikte olabilecek tasarruf hesabı (0,58 IGK verim)	kW	202 178
Doğalgaz alt ısıl değeri	kW	9 651
Doğalgaz fiyatı (0,70 TL/m ³) 1€ = 2,10 TL	€/m ³	0,33
Ekonomizörden geri kazanılan ısı karşılığı yakıt miktarı (Verim=%85)	m ³ /h	24,6
Günlük kazanılan yakıt miktarı (16 saat çalışmaya göre)	m ³ /gün	393,6
Aylık kazanılan yakıt miktarı (22 gün çalışma)	m ³ /ay	8 680
Günlük parasal kazanç	€/gün	131
Aylık parasal kazanç (22 gün çalışma)	€/ay	2 865
Yıllık parasal kazanç (12 ay çalışma)	€/yıl	34 374
Yatırım maliyeti (depo ve iç tesisatlar dahil)	€	55 000
Yatırımın geri kazanım süresi	Yıl	1,6

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

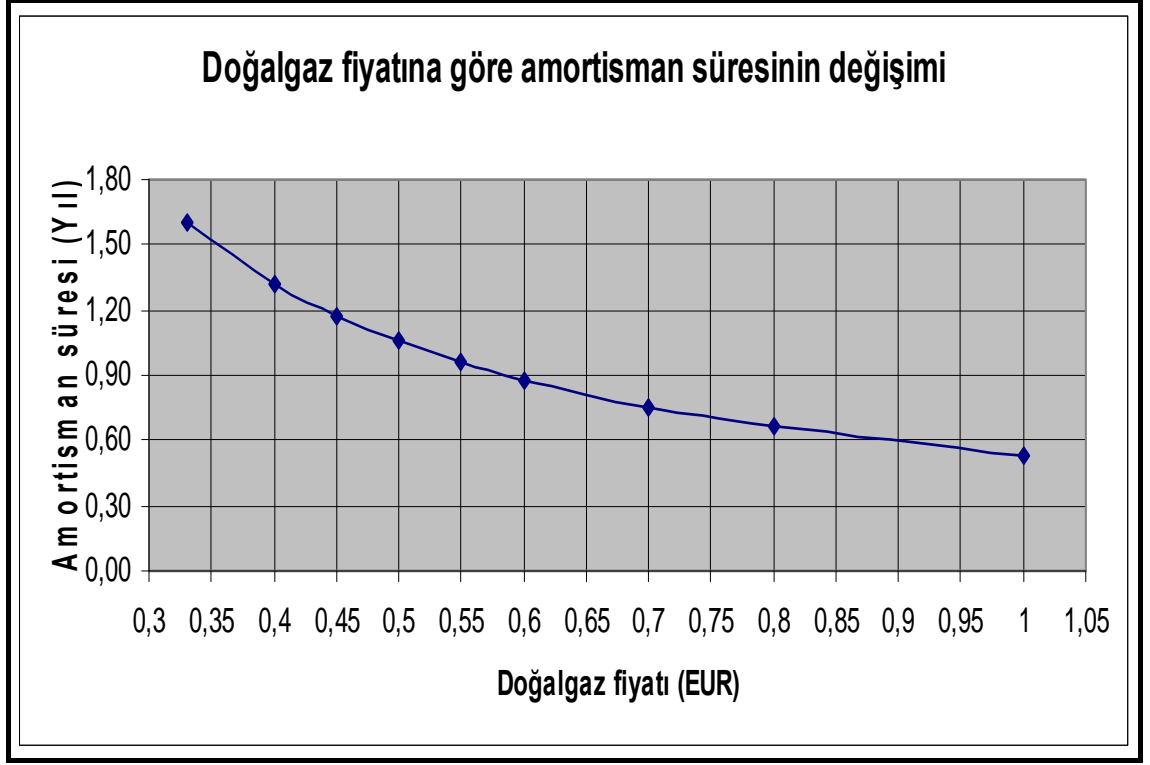
Boyutlandırma hesabı yapılan ekonomizörden yola çıkılarak, ramöz atık hava ısı geri kazanım sistemlerinin oluşturacağı yakıt tasarrufları ve parasal kazançlar örnek işletme, bölgesel ve ülke bazında ciddi kazanımlar oluşturacaktır.

Çizelge 5.1. Örnek bir işletme, Bursa ili ve Türkiye için gerçekleştirilecek ısı geri kazanımı tasarrufları

	Günlük tasarruf edilen yakıt (m ³)	Yıllık tasarruf edilen yakıt (m ³)	Yıllık parasal kazanç (TL)
Örnek işletme için toplam IGK (10.000 m ³ atık baca gazı)	2 405 m ³	57 728 m ³	19 000 TL
BURSA ili için toplam IGK (350 Ramöz)	841 867 m ³	20 204 800 m ³	6 667 000 TL
TÜRKİYE için toplam IGK (10.000 Ramöz)	24 053 333 m ³	577 280 000 m ³	190 502 000 TL

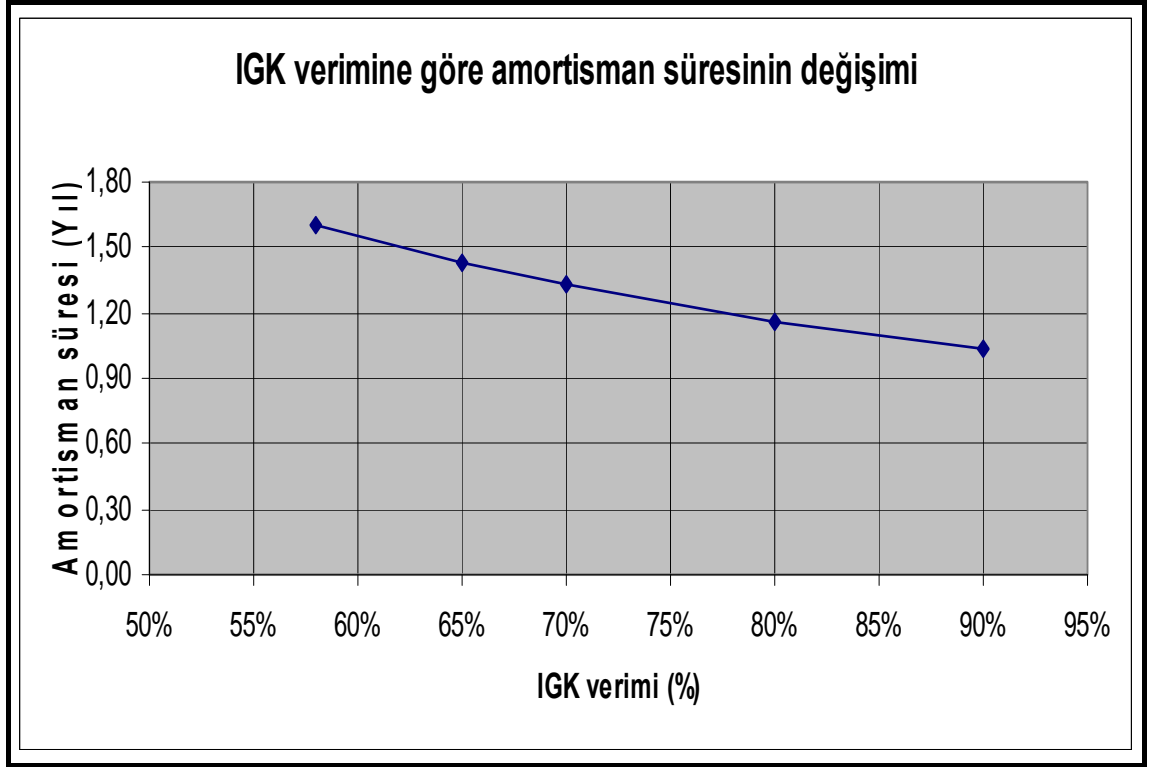
Çizelge 5.1. 'de bir ramöz makinesinden bacasından dış ortama atılan saatte ortalama 10 000 m³ atık gazın sıcaklığının değerlendirilmesi amacı ile ısı geri kazanım sistemleri kurulması sonucunda mevcut işletme, Bursa ili ve Türkiye için genel bir tasarruf tablosu oluşturulmuştur. Yıllık parasal kazanç, bu tip ortalama bir işletme için 19 000 TL olarak oluşurken, 57 728 m³ 'lük yakıt kazancı söz konusudur. 350 ramöz makinesi kapasiteli Bursa ili için tüm işletmelerin ısı geri kazanım sistemleri tesis etmesi sonucunda, yılda 6 667 000 TL parasal tasarruf oluşurken, yıllık toplam 20 204 800 m³ yakıt kazancı oluşacaktır.

Tekstil kurutma makinelerinde enerji geri kazanım sistemlerinin yaygınlaştırılarak Türkiye çapında oluşacak tasarruf miktarlarına bakıldığında ise yıllık 190 502 000 TL parasal tasarruf oluşurken, 577 280 000 m³ gibi çarpıcı bir yakıt geri kazanımı söz konusu olacaktır. Doğalgazını ithal eden bir ülke için ortaya çıkan bu değer azımsanmayacak derecede önem arz etmektedir.



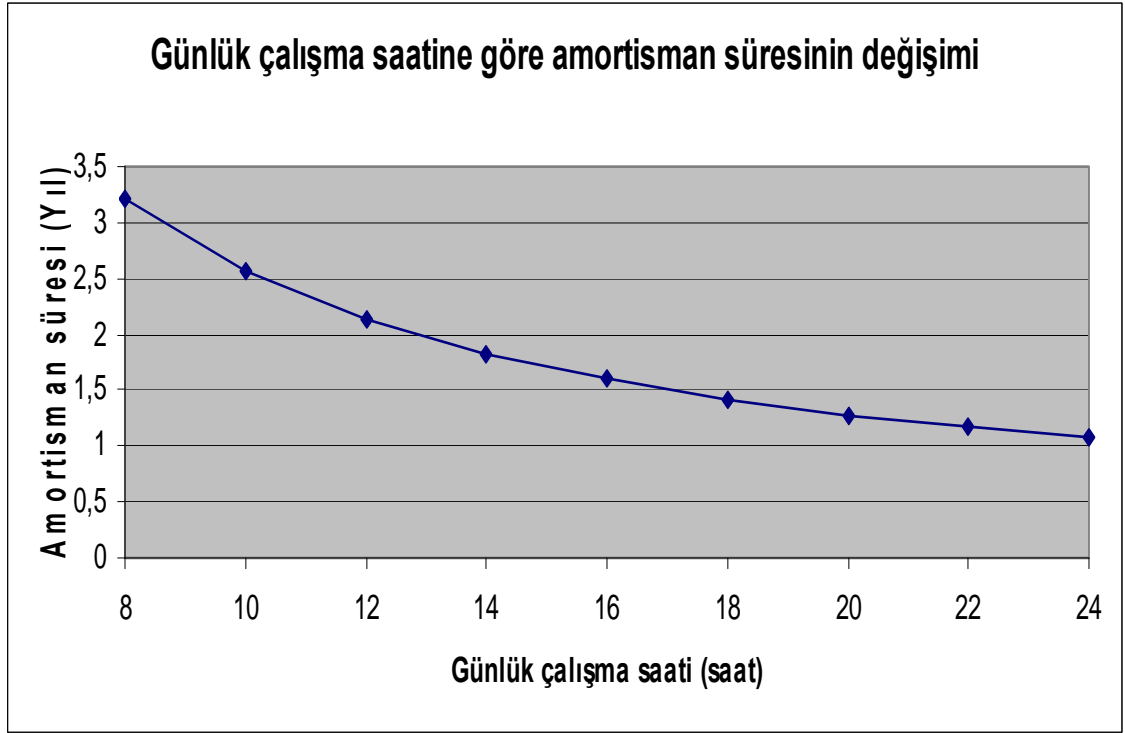
Şekil 5.1. Doğalgaz fiyatına göre amortisman süresinin değişimi

Isı geri kazanım sistemlerinin amortisman süreleri kuşkusuz ki o ülkede bulunan doğalgaz fiyatlarından bağımsız olarak düşünülemez. Şekil 5.1. 'de doğalgaz birim fiyatında uygulanacak değişimlere karşılık ele alınan sistemin amortisman süresinin değişimi ele alınmıştır. Örneklemede değerlendirilen ısı geri kazanım sisteminde doğalgaz m³ birim fiyatının 0,33 EUR olduğu durum için amortisman süresi 1,6 yıl olarak öngörülmüştür. Birim fiyatın 0,60 EUR olduğu durumda amortisman süresi 0,90 yıl, 1 EUR olduğu durumda 0,50 yıl düzeyine kadar düşecektir.



şekil 5.2. Isı geri kazanımı verimine göre amortisman süresinin değişimi

Amortisman süresi, ısı geri kazanımı sisteminin toplam verimi ile bağlantılıdır. şekil 5.2. 'de ısı geri kazanımı verimine göre amortisman süresinin değişimi ele alınmıştır. Ele alınan sistem için % 58 'lik sistem verimi değeri ile amortisman süresi 1,6 yıl olarak ortaya çıkarken, % 90 'lık sistem verimi değeri ile amortisman süresi 1 yıla kadar inebilecektir. Isı geri kazanımı veriminin yükselmesi için sistem kayıpları dikkatli bir şekilde ele alınıp, verimi düşüren etkenlerin azaltılması yoluna gidilmesi amortisman süresinin kısılmasını sağlayacak önemli bir unsurdur.



Şekil 5.3. Günlük çalışma saatine göre amortisman süresinin değişimi

Amortisman süresi, bir başka değişken olarak sistemin günlük çalışma saatine de bağlıdır. Şekil 5.3. 'de ısı geri kazanımı sisteminin günlük çalışma saatine göre amortisman süresinin değişimi ele alınmıştır. Mevcut sistem için günlük 16 saatlik çalışma periyodunda 1,6 yıl amortisman süresi ortaya çıkarken, günlük 8 saatlik çalışmada bu süre 3,2 yıla uzayacak, günlük 24 saatlik çalışma süresinde 1,1 yıla kadar düşecektir. Isı geri kazanımı sistemlerinin çalışma saatleri her işletmede farklılık arz edip, işletme hacminin yoğunluğu, vardiya ve bakım saatleri, sistem ayarlarının kontrolü, elektrik kesintileri gibi etkenlere bağlıdır.

Ramöz atık havasında elyaf uçuntuları, tozlar, vs. gibi yabancı maddeler ve kumaştan gelen çeşitli yağimsı maddeler bulunabilmektedir. Bu yabancı maddelerin ısı değiştirici sistemine girmesi durumunda, ısı değiştiricinin tıkanması problemiyle karşılaşılmaktadır. Bu bakımdan tasarlanan ekonomizörlerde yüksek ısı transferi elde etmek amacıyla kanatçıklı boruların kullanımı fayda yerine yüksek temizleme maliyetleri oluşturması sebebi ile zarar getirmektedir. Bunun yerine bu tip sistemlerde kanatçıksız düz borular tercih edilmelidir. Bu nedenle sistemin girişine etkili bir filtre

sisteminin montajı büyük önem arz etmektedir. Montajı yapılacak bir filtre sistemi periyodik aralıklarla temizlenmeli ve ekonomizör veriminin düşmesi önlenmelidir.

Bu sebeple, ısı geri kazanımı yapılırken periyodik temizleme giderleri geri kazanılan enerjiden elde edilen karlılıkları düşürmektedir. Periyodik bakımlar ve filtre temizlikleri ayda ortalama 1 000 EUR olarak gerçekleşmekte, yıllık bazda ise ısı geri kazanımı bulunan bir işletme için yıllık 12 000 EUR tutarında bir masraf kalemi oluşturmaktadır.

Atık baca gazı içerisinde bulunan su buharının enerjisinden de yoğuşma yolu ile faydalanılmalıdır. Nemli atık havadaki su buharı da yoğuşturulabilirse, suyun yoğuşma enerjisi de geri kazanılacağından, verimlilik oldukça artacaktır. Burada dizayn edilen sistemde yoğuşacak havanın miktarı belirleyici unsurdur. Yoğuşma sağlanıp, gizli ısı geri kazanımı da sağlanmış olsa, hava-su sistemlerinde elde edilen suyun sıcaklığı genelde 50-60 °C 'yi geçmemektedir. Bu yöntemin bazı işletmeler tarafından tercih edilmemesinin sebebi, özellikle atık akışkanlardan, ısı geri kazanım sistemine sahip işletmelerde gerekenden fazla sıcaklıkta suya ihtiyaç duyulmasıdır. Ancak temiz suyun giriş sıcaklığı daha yüksek tutularak, temiz suyun akış hızına da bağlı olarak daha yüksek sıcaklıklara erişebilmek mümkün olabilmektedir.

Isı geri kazanım sisteminde yoğuşma sonucu büyük miktarlarda kondensat da oluşmaktadır. Kimi zaman yağlı, kolayca uzaklaştırılabilir bir kondensat oluşabilirken, kimi zaman da asit içeren ve çoğunlukla korozyon oluşturan katran benzeri viskoz kondensatlar da ortaya çıkabilmektedir. Bu nedenle, ısı değiştirici iç yüzeyleri paslanmaz çelikten imal edilmelidir ve kondensat bir boşaltma oluğu vasıtasıyla toplama haznesine ya da direkt olarak merkezi depolama tankesine gönderilmelidir.

Tekstilde çeşitli amaçlar için kullanılan ramözlerde geri kazanılan ısı enerjisinin bir kısmı ısıtma amaçlı değerlendirilirken bir kısmının da çeşitli yollarla kaybolduğu açıktır. Isı enerjisinin kaybı ise genellikle cihaz yüzeylerinden dış ortama doğal ısı taşınımı veya ısı yalıtımı ve en önemli kayıp ise baca gazları yoluyla olur. Bununla beraber, ısı geri kazanım sisteminde kullanılan ekipmanların çalıştırılması için gerekli olan elektrik enerjisi, geri kazanılan enerjinin % 3 'ünü oluşturmakta ve bir diğer masraf

kalemi olarak ortaya çıkmaktadır. Buna rağmen ramözlerde fan devirleri ve ram kumaş geçiş hızında yapılacak diğer ayarlamalarla, yüzde 10 'a varan ilave kazançlar da gerçekleştirilebilmektedir. Genel olarak bir ramöz için ısı geri kazanımından % 20 ila % 30 enerji tasarrufu sağlanmakta, ramöz performansı %10 - %15 artmakta ve partikül halindeki zararlı madde miktarı istenilen sınırların altına düşmektedir.

Bilindiği gibi ülkemiz enerji ihtiyacının büyük bir bölümü dış kaynaklardan karşılanmakta, gelişmeye paralel olarak artan enerji talebi ile döviz olarak ödenen enerji faturası da artmaktadır. Bu durumda az enerji ile aynı işi yapmak üzere çaba harcamak, enerjiyi daha akılcı kullanmak gerekir. Bugün birçok ülkede endüstriyel enerji tüketiminde enerjinin yaklaşık % 26 'sı sıcak gazlar ve sıvılar şeklinde atılarak kaybolmaktadır. Bu kayıp, atık ısı geri kazanımı temel tekniklerinin uygulanmasıyla önemli ölçüde azaltılabilir. Enerji fiyatlarındaki artış ısı geri kazanım ekipmanları için yapılan yatırımları karlı ve çoğunlukla birkaç ayla birkaç yıl arasında değişen kısa sürelerde kendini geri öder hale getirmiştir. Bu imkânın iyi değerlendirilebilmesi için uygun ve etkili bir ısı geri kazanımı sisteminin geliştirilmesi önem taşımaktadır.

Enerji tüketiminden tasarruf yaparak ülke çapında sağlanacak yararın yanında, sanayi işletmelerinin birçoğunda enerji giderlerinin, toplam giderler içerisinde önemli bir paya sahip olması nedeniyle, işletmenin sağlayacağı kazançlarda göz ardı edilmemelidir. Ayrıca daha az enerji ile üretimin yapılmasının güncel bir sorun olan çevre kirliliğinin azalmasına da katkıda bulunacağı bir gerçektir. İşte bu nedenlerle tasarruf çalışmalarına ağırlık verilmesi büyük önem taşımaktadır.

KAYNAKLAR

- Anonim, 1980.** Heat exchanger guide. Alfa Laval, Lund, Sweden, 137 pp.
- Anonim, 1993.** Heat recuperation and exhaust air purification systems for the textile industry, Bruckner Technical Information, Germany, 67 pp.
- Anonim 2002.** Sanayide enerji yönetim esasları. Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü (EİE), EİE Yayınları, Ankara, 135 s.
- Anonim, 2002.** Reference document on best available techniques for the textile industry. Integrated Pollution Prevention and Control (IPPC), New York, 48 pp.
- Anonim, 2003.** Eco Technologies. Bruckner Technical Information, Germany, 72 pp.
- Anonim, 2005.** Sekizinci beş yıllık kalkınma planı, Devlet Planlama Teşkilatı, <http://ekutup.dpt.gov.tr/plan/plan8.pdf>-(Erişim tarihi: 01.10.2010).
- Anonim, 2010.** Tekstil makineleri ve Kurutma cihazlarında enerji tüketimi. http://www.kimyamuhendisi.com/arsiv/enerji/tekstil_sektorunde_enerji_tuketimi.pdf-(Erişim Tarihi: 30.01.2010).
- Anonim, 2010.** Tekstil boya ve apre operasyonlarında enerji tasarrufu olanakları. http://www.eie.gov.tr/turkce/en_tasarrufu/en_tas_etkinlik/2005_bildiriler/en_ver_haftas_onrasi_2005.html-(Erişim Tarihi: 20.10.2009).
- Butterworth, D. 1991.** In boilers, evaporators and condensers. Wiley-Interscience, New York, 245 pp.
- Çoban, S. 1999.** Genel tekstil terbiyesi ve bitim işlemleri. Ege Üniversitesi Yayınları, Bornova, İzmir, 89 s.
- Genceli, O.F. 1995.** Buhar kazanları, konstrüksiyon ve yardımcı elemanları. Birsan Yayınevi, İstanbul, 157 s.
- Genceli, O.F. 1999.** Isı değiştiricileri. Birsan Yayınevi, İstanbul, 424 s.
- Kakaç, S., Hongtan, L. 1998.** Heat exchangers, selection, rating and thermal design. Crc Press, United States, 520 pp.
- Karışlı, H., Kaptan, ř. 2004.** Tekstil boyahanelerinde atık sıcak sudan ve buhar kazanlarından ısı geri kazanımı. ErkaMax Teknik Yayınları, Bursa, 138 s.
- Kılıç, M., Yiğit, A. 2000.** Isı Transferi. VİPAş Yayınları, Bursa, 415 s.
- Naefe, P. 1981.** Practical ways to save energy in textile dyeing and finishing. International Textile Bull Dyeing Printing Finishing, 4: 327–347.

Ogulata, R.T. 2004. Utilization of waste-heat recovery in textile drying. *Applied Energy*, 79: 41- 49.

Ogulata, R.T., Doba, F.A. 2000. Method for waste-energy recovery and its application to textile industry. *Association for the advancement of Modelling and Simulation Techniques in Enterprises (AMSE)*, 69(8): 39–50.

Prince, A. 2008. Energy conservation in textile industries and savings. <http://www.fibre2fashion.com/industry-article/12/1129/energy-conservation-in-textile-industries-savings1.asp>-(Erişim tarihi: 20.08.2010)

Pulat, E., Etemoglu, A.B., Can, M. 2009. Waste-heat recovery potential in Turkish textile industry: Case study for city of Bursa. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009): 663–672.

Sezen, Y. 2000. Termodinamik tablolar. Birsen Yayınevi, İstanbul, 102 s.

Soylemez, M.S. 2000. On the optimum heat exchanger sizing for heat recovery. *Energy Conversion & Management, ScienceDirect*, 41: 1419–1427.

Tarakcioglu, I. 1984. Tekstil terbiye işletmelerinde enerji tüketimi ve tasarrufu. Uludağ Üniversitesi Yayınları, Bursa, 267 s.

Toklu, İ. 1995. Tesisatlarda ekonomizör ve hava ön ısıtıcılarının seçimi. *Teskon 95*, 18-21 Ekim 1995, MMO Yayınları, İstanbul.

EKLER

- EK 1.** Sıcaklıklara Göre Suyun Doyma Basıncı Tablosu
- EK 2.** Atmosferik Basıncıta Havanın Fiziksel Özellikleri
- EK 3.** Su ve Su Buharı Tablosu (Sıcaklıklara Göre Doymuş Haller
- EK 4.** Suyun Fiziksel Özellikleri
- EK 5.** Bazı Metallerin Fiziksel Özellikleri
- EK 6.** Dairesel Kesitli Borulardaki Akışta Taşınımınla Isı Transferinde Kullanılan Korelasyonlar
- EK 7.** Eş Eksenli Boru Demeti Konfigürasyonu
- EK 8.** On veya Daha Fazla Borudan Oluşan Boru Demeti Üzerinden Havanın Akışı İçin Sabitler
- EK 9.** Tek Geçişli Çapraz Akımlı Isı Değiştiricisinde Her İki Akışkanın Karışmaması Halinde Düzeltme Katsayısı F
- EK 10.** Moody Diyagramı
- EK 11.** Düzgün Dizilişte Sürtünme Katsayısı ve Düzeltme Katsayısı
- EK 12.** Borular ve Kollektorler İçin Sıcağa Dayanıklı Çelik Malzemeler
- EK 13.** Saç Levhalar İçin Sıcağa Dayanıklı Çelik Malzemeler

EK 1. Sıcaklıklara Göre Suyun Doyma Basıncı Tablosu (Sezen 2000)

t	p= suyun buhar basıncı			γ
	°C	bar	kPa	
0	0,00611	0,611	6,11	0,9998
1	0,00657	0,657	6,57	0,9999
2	0,00706	0,706	7,06	0,9999
3	0,00758	0,758	7,58	0,9999
4	0,00813	0,813	8,13	1,0000
5	0,00872	0,872	8,72	1,0000
6	0,00935	0,935	9,35	1,0000
7	0,01001	1,001	10,01	0,9999
8	0,01072	1,072	10,72	0,9999
9	0,01147	1,147	11,47	0,9998
10	0,01227	1,227	12,27	0,9997
11	0,01312	1,312	13,12	0,9997
12	0,01401	1,401	14,01	0,9996
13	0,01497	1,497	14,97	0,9994
14	0,01597	1,597	15,97	0,9993
15	0,01704	1,704	17,04	0,9992
16	0,01817	1,817	18,17	0,9990
17	0,01936	1,936	19,36	0,9988
18	0,02062	2,062	20,62	0,9987
19	0,02196	2,196	21,96	0,9985
20	0,02337	2,337	23,37	0,9983
21	0,02485	2,485	24,85	0,9981
22	0,02642	2,642	26,42	0,9978
23	0,02808	2,808	28,08	0,9976
24	0,02982	2,982	29,82	0,9974
25	0,03166	3,166	31,66	0,9971
26	0,03360	3,360	33,60	0,9968
27	0,03564	3,564	35,64	0,9966
28	0,03778	3,778	37,78	0,9963
29	0,04004	4,004	40,04	0,9960
30	0,04241	4,241	42,41	0,9957
31	0,04491	4,491	44,91	0,9954
32	0,04753	4,753	47,53	0,9951
33	0,05029	5,029	50,29	0,9947
34	0,05318	5,318	53,18	0,9944
35	0,05622	5,622	56,22	0,9940
36	0,05940	5,940	59,40	0,9937
37	0,06274	6,274	66,74	0,9933
38	0,06624	6,624	66,24	0,9930
39	0,06991	6,991	69,91	0,9927
40	0,07375	7,375	73,75	0,9923
41	0,77777	7,777	77,77	0,9919
42	0,08198	8,198	81,98	0,9915
43	0,08639	8,639	86,39	0,9911
44	0,09100	9,100	91,00	0,9907
45	0,09582	9,582	95,82	0,9902
46	0,10086	10,086	100,86	0,9898
47	0,10612	10,612	106,12	0,9894
48	0,11162	11,162	111,62	0,9889
49	0,11736	11,736	117,36	0,9884
50	0,12335	12,335	123,35	0,9880

EK 2. Atmosferik Basıncıta Havanın Fiziksel Özellikleri: (Genceli1999)

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg.°C)	$\mu \cdot 10^5$ (Pa.s)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/m.°C)	$\alpha \cdot 10^4$ (m ² /s)	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.488	9.49	0.02227	0.13161	0.722
300	1.1774	1.0057	1.983	15.68	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	28.86	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

Not: μ , k , c_p ve Pr basınçla fazla değişmediğinden, basınçın oldukça geniş bir aralığında bu değerler sabit varsayılabilir.

EK 3. Su ve Su Buharı Tablosu (Sıcaklıklara Göre Doymuş Haller):(Sezen 2000)

T (°C)	P _d (bar)	v _s m ³ /kg	v _b m ³ /kg	h _s kJ/kg	h _b kJ/kg	s _s kJ/kg.K	s _b kJ/kg.K
61	0.20888	0.001018	7.34	255.37	2610.57	0.84384	7.8922
62	0.21867	0.001018	7.03	259.55	2612.31	0.85634	7.8764
63	0.22885	0.001019	6.74	263.74	2614.05	0.86882	7.8607
64	0.23943	0.001019	6.46	267.93	2615.78	0.88125	7.8451
65	0.25042	0.001020	6.19	272.12	2617.50	0.89365	7.8296
66	0.26183	0.001020	5.94	276.31	2619.23	0.90602	7.8142
67	0.27368	0.001021	5.70	280.49	2620.95	0.91835	7.7990
68	0.28599	0.001022	5.47	284.68	2622.67	0.93064	7.7839
69	0.29876	0.001022	5.25	288.87	2624.38	0.94291	7.7689
70	0.31201	0.001023	5.04	293.06	2626.10	0.95513	7.7540
71	0.32575	0.001023	4.84	297.26	2627.80	0.96733	7.7392
72	0.34000	0.001024	4.65	301.45	2629.51	0.97948	7.7246
73	0.35478	0.001025	4.47	305.64	2631.21	0.99161	7.7100
74	0.37009	0.001025	4.30	309.84	2632.91	1.00370	7.6956
75	0.38595	0.001026	4.13	314.03	2634.60	1.01576	7.6812
76	0.40239	0.001026	3.97	318.23	2636.29	1.02779	7.6669
77	0.41941	0.001027	3.82	322.42	2637.98	1.03979	7.6528
78	0.43703	0.001028	3.68	326.62	2639.66	1.05175	7.6388
79	0.45527	0.001028	3.54	330.81	2641.34	1.06368	7.6249
80	0.47415	0.001029	3.41	335.01	2643.02	1.07558	7.6111
81	0.49367	0.001030	3.28	339.21	2644.69	1.08745	7.5973
82	0.51387	0.001030	3.16	343.41	2646.35	1.09928	7.5837
83	0.53476	0.001031	3.04	347.61	2648.02	1.11109	7.5702
84	0.55635	0.001032	2.93	351.81	2649.67	1.12286	7.5567
85	0.57867	0.001032	2.83	356.01	2651.33	1.13460	7.5434
86	0.60173	0.001033	2.72	360.22	2652.98	1.14630	7.5302
87	0.62555	0.001034	2.63	364.42	2654.62	1.15800	7.5170
88	0.65017	0.001034	2.53	368.63	2656.26	1.16965	7.5040
89	0.67558	0.001035	2.45	372.83	2657.90	1.18127	7.4910
90	0.70182	0.001036	2.36	377.04	2659.53	1.19286	7.4781

EK 4. Suyun Fiziksel Özellikleri: (Genceli1999)

Sıcaklık T (K)	Basınç p (bar)	Özgül hacim (m ³ /kg)		Gizli ısı r (kJ/kg)	Özgül ısı (kJ/kg.°C)		Viskozite (Pa.s)		Isı iletim katsayısı (W/m.°C)		Prandtl sayısı		Yüzey gerilimi $\sigma_{su} \cdot 10^3$ (N/m)	Genleşme katsayısı $\beta_{su} \cdot 10^6$ (K ⁻¹)
		v'.10 ³	v''		c _{p, su}	c _{p, buhur}	$\mu_{su} \cdot 10^6$	$\mu_{buhur} \cdot 10^6$	$k_{su} \cdot 10^3$	$k_{buhur} \cdot 10^3$	Pr _{su}	Pr _{buhur}		
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	

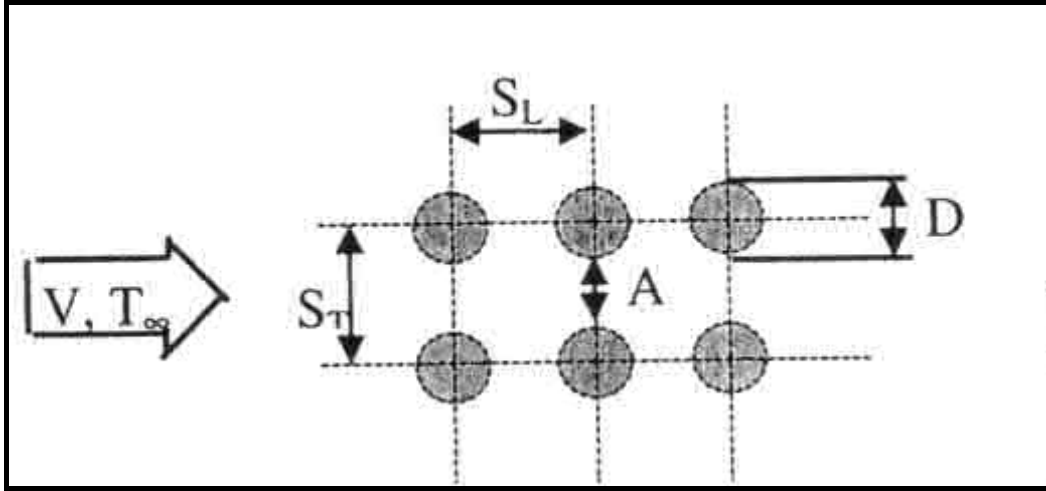
EK 5. Bazı Metallerin Fiziksel Özellikleri (Genceli1999)

Metal	Özellikler (20 °C)				Isı iletim katsayısı, k (W/m.°C)									
	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg.°C)	k (W/m.°C)	$\alpha \cdot 10^5$ (m ² /s)	-100°C	0°C	100°C	200°C	300°C	400°C	600°C	800°C	1000°C	1200°C
İnvar 36% Ni	8 137	0,46	10,7	0,286										
Krom çeliği														
Cr = 0%	7 897	0,452	73	2,026	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
1%	7 865	0,46	61	1,665		62	55	52	47	42	36	33	33	
5%	7 833	0,46	40	1,110		40	38	36	36	33	29	29	29	
20%	7 689	0,46	22	0,635		22	22	22	22	24	24	26	29	
Cr-Ni (chrome-nickel): 15% Cr, 10% Ni														
18% Cr, 8% Ni (V2A)	7 817	0,46	16,3	0,444										
20% Cr, 15% Ni	7 833	0,46	15,1	0,415		16,3	17	17	19	19	22	26	31	
25% Cr, 20% Ni	7 865	0,46	12,8	0,361										
Tungusten çeliği														
W = 0%	7 897	0,452	73	2,026										
1%	7 913	0,448	66	1,858										
5%	8 073	0,435	54	1,525										
10%	8 314	0,419	48	1,391										
Bakır:														
Saf	8 954	0,3831	386	11,234	407	386	379	374	369	363	353			
Alüminyum bronzu														
95% Cu, 5%Al	8 666	0,410	83	2,330										
Bronz 75% Cu, 25% Sn	8 666	0,343	26	0,859										
Kızıl Prinç 85% Cu, 9% Sn, 6% Zn	8 714	0,385	61	1,804		59	71							
Prinç 70% Cu, 30% Zn	8 522	0,385	111	3,412	88		128	144	147	147				

EK 6. Dairesel Kesitli Borulardaki Akışta Taşınım İle Isı Transferinde Kullanılan Korelasyonlar (Kılıç ve Yiğit 2000)

o. Bağntı	Kullanma Şartları
1. $f = 64 / Re_D$	Laminar, tam gelişmiş akış. Akışkan özellikleri film sıcaklığında belirlenecek.
2. $Nu_D = 4.36$	Laminar, tam gelişmiş akış, sabit ısı akısı, $Pr \geq 0.6$. Akışkan özellikleri ortalama karışım sıcaklığında belirlenecek.
3. $Nu_D = 3.66$	Laminar, tam gelişmiş akış, sabit duvar sıcaklığı, $Pr \geq 0.6$. Akışkan özellikleri ortalama karışım sıcaklığında belirlenecek.
4. $\frac{Nu_D}{Pr} = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}}$	Laminar, termal giriş uzunluğu ($Pr \gg 1$ yada ısıtılmamış giriş uzunluğu), sabit yüzey sıcaklığı. Akışkan özellikleri ortalama giriş ve ortalama çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalamasında belirlenecektir.
5. $\frac{Nu_D}{Pr} = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	Laminar, birleştirilmiş giriş uzunluğu, $[Re_D Pr (L/D)]^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14} \geq 2$, sabit yüzey sıcaklığı, $0.48 \leq Pr \leq 16700$, $0.0044 \leq (\mu/\mu_s) \leq 9.75$. Akışkan özellikleri ortalama giriş ve ortalama çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalamasında belirlenecektir. μ_s , ortalama duvar sıcaklığında değerlendirilecektir.
6. $f = 0.316 Re_D^{-1/4}$	Türbülanslı, tam gelişmiş, $Re_D \leq 2 \times 10^4$. Akışkan özellikleri film sıcaklığında belirlenecek.
7. $f = 0.184 Re_D^{-1/5}$	Türbülanslı, tam gelişmiş, $Re_D \geq 2 \times 10^4$. Akışkan özellikleri film sıcaklığında belirlenecek.
8. $f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2}$	Türbülanslı, tam gelişmiş, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$. Akışkan özellikleri film sıcaklığında belirlenecek.
9. $Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	Türbülanslı, tam gelişmiş, $0.6 \leq Pr \leq 60$, $Re_D \geq 10\,000$, $(L/D) \geq 10$, akışkanı ısıtmada $n = 0.4$, soğutmada $n = 0.3$. Akışkan özellikleri ortalama karışım sıcaklığında belirlenecek.

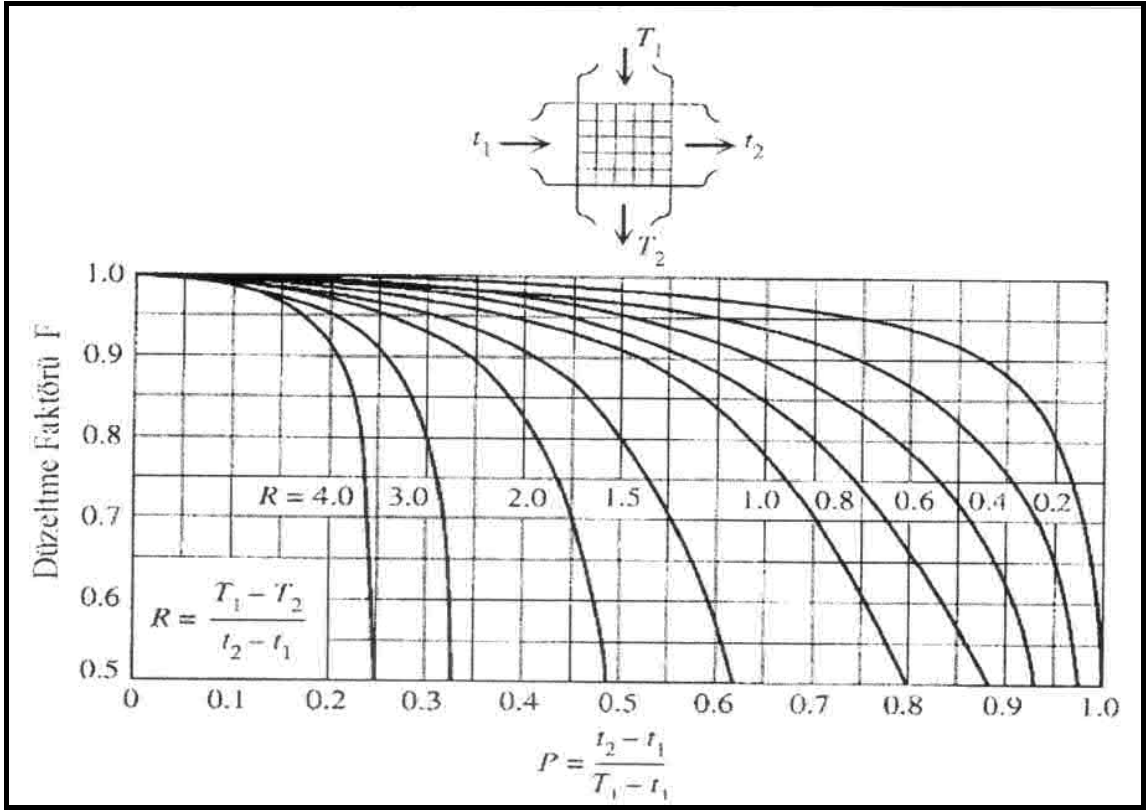
EK 7. Eş Eksenli Boru Demeti Konfigürasyonu (Kılıç ve Yiğit 2000)



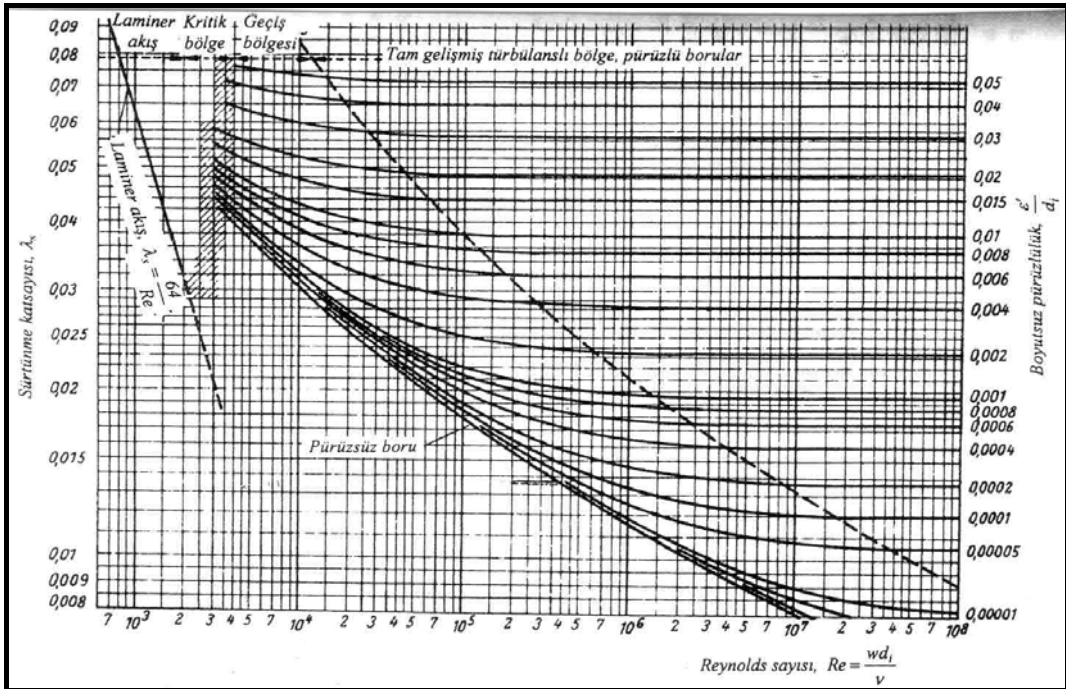
EK 8. On veya Daha Fazla Borudan Oluşan Boru Demeti Üzerinden Havanın Akışı İçin Sabitler (Kılıç ve Yiğit 2000)

S_L/D	S_T/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Eş eksenli								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Kayık Eksenli								
0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

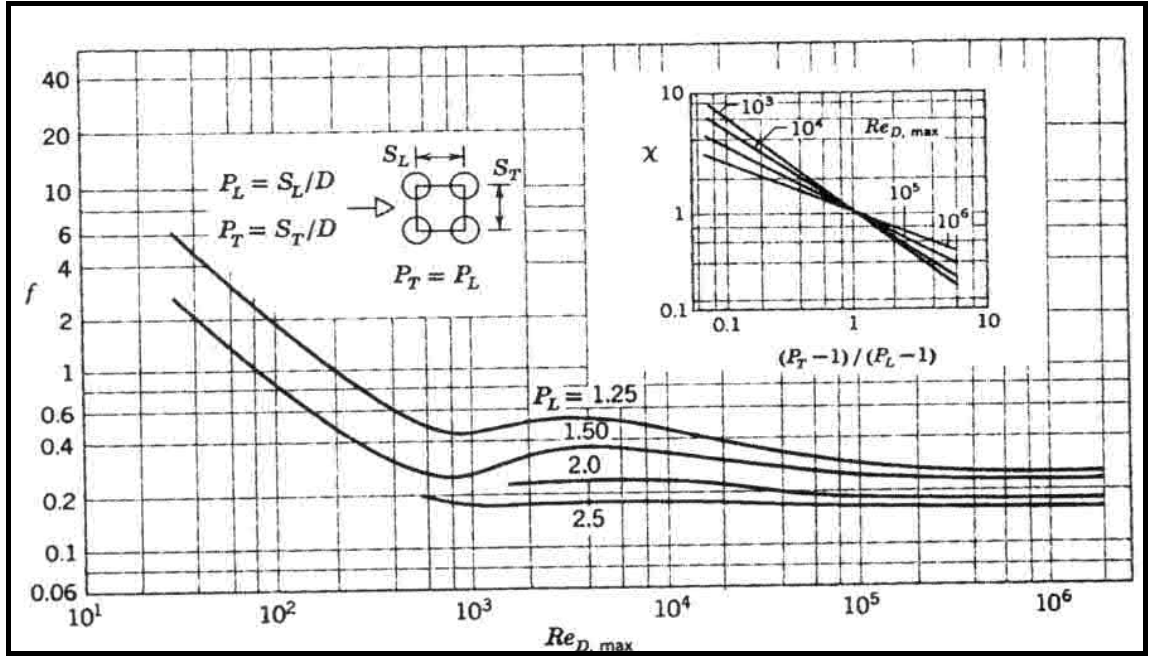
EK 9. Tek Geçişli Çapraz Akımlı Isı Değiştiricisinde Her İki Akışkanın Karışmaması Halinde Düzeltme Katsayısı F (Kılıç ve Yiğit 2000)



EK 10. Moody Diyagramı: (Genceli1999)



EK 11. Düzgün Dizilişte Sürtünme Katsayısı ve Düzeltme Katsayısı (Kılıç ve Yiğit 2000)



EK 12. Borular ve Kollektorler İçin Sıcağa Dayanıklı Çelik Malzemeler (Genceli 1999)

		St 35.8		St 45.8	
Standart No		DIN 17175		DIN 17175	
Malzeme No		0305		0405	
Sıcaklık üst sınırı °C		560		500	
$\sigma_{min,20}^{\circ}$, N/mm ²		343,2 - 441,3		441,3 - 539,4	
$\sigma_{min,a,20}^{\circ}$ N/mm ²	3<s≤40	235,4		255,0	
	s>40 mm	225,6		245,2	
	C	≤ 0,17		≤ 0,22	
	Si	≤ 0,35		0,10 - 0,35	
	Mn	≥ 0,40		≥ 0,45	
	Cr				
	Mo				
	Ni				
	V				
	Nb				
	P	≤ 0,05		≤ 0,05	
	S	≤ 0,05		≤ 0,05	

		$\sigma_{min,a,t}$, N/mm ²		$\sigma_{k,10000,t}$ N/mm ²	$\sigma_{k,20000,t}$ N/mm ²	$\sigma_{min,a,t}$, N/mm ²		$\sigma_{k,10000,t}$ N/mm ²	$\sigma_{k,20000,t}$ N/mm ²
		3<s≤10	10<s≤40			3<s≤10	10<s≤40		
	200	186,3	186,3			205,9	205,9		
	250	166,7	166,7			186,3	186,3		
	300	147,1	137,3			166,7	156,9		
	350	127,5	117,7			147,1	137,3		
	400	107,9	107,9	132,4	114,7	127,5	127,5	132,4	114,7
	410	104,0	104,0	117,7	101,0	123,6	123,6	117,7	101,0
	420	100,0	100,0	103,0	89,2	119,6	119,6	103,0	89,2
	430	96,1	96,1	91,2	77,5	115,7	115,7	91,2	77,5
	440	92,2	92,2	79,4	66,7	111,8	111,8	79,4	66,7
	450	88,3	88,3	68,6	56,9	107,9	107,9	68,6	56,9
	460			58,8	48,1			58,8	48,1
	470			50,0	40,2			50,0	40,2
	480			42,2	33,3			42,2	33,3
	490			35,3	28,4			35,3	28,4
	500			29,4	23,5			29,4	23,5

Kaynak DIN Normları

EK 13. Saç Levhalar İçin Sıcağa Dayanıklı Çelik Malzemeler (Genceli1999)

		19 Mn 5			19 Mn 6		
Standart No		DIN 17155			DIN 17155		
Malzeme No		0845			0855		
Sıcaklık üst sınırı °C		520			520		
$\sigma_{min,20^{\circ}}$, N/mm ²		509,9 – 608,0			509,9 – 627,6		
$\sigma_{min,a,20^{\circ}}$ N/mm ²	16<s≤40	313,8			343,2		
	40<s≤60	313,8			333,4		
	C	0,17 – 0,23			0,15 – 0,23		
	Si	0,40 – 0,60			0,40 – 0,60		
	Mn	1,0 – 1,3			1,0 – 1,5		
	Cr	≤ 0,30			≤ 0,30		
	Mo						
	Ni						
	V						
	Nb						
	P	≤ 0,05			≤ 0,045		
	S	≤ 0,05			≤ 0,045		

	$\sigma_{min,a,t}$, N/mm ² s ≤ 60 mm	$\sigma_{k,10000,t}$ N/mm ²	$\sigma_{k,20000,t}$ N/mm ²	$\sigma_{min,a,t}$, N/mm ² s ≤ 60 mm	$\sigma_{k,10000,t}$ N/mm ²	$\sigma_{k,20000,t}$ N/mm ²
200	264,4			264,8		
250	245,2			245,2		
300	225,6			225,6		
350	205,9			205,9		
400	176,5	176,5	157,9	176,5	176,5	157,9
410	172,6	155,9	135,3	172,6	155,9	135,3
420	168,7	136,3	118,7	168,7	136,3	118,7
430	164,8	118,7	104,6	164,8	118,7	104,6
440	160,8	103,0	89,2	160,8	103,0	89,2
450	156,9	88,3	76,5	156,9	88,3	76,5
460		75,5	64,7		75,5	64,7
470		63,7	53,9		63,7	53,9
480		53,0	44,1		53,0	44,1
490		46,1	38,2		46,1	38,2
500		39,2	32,4		39,2	32,4
510		34,3	27,5		34,3	27,5
520		30,4	25,5		30,4	25,5

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Sedat Yılmaz
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa 20.11.1981
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Nilüfer Milli Piyango Anadolu Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Bursa Isı Ltd. Şti. (2005-2008)
Grammer Office
TCC-The Chair Company Ltd. Şti. (2008-2010)

İletişim (e-posta) : sedatyilmaz06@gmail.com