



**ENDÜSTRİYEL GIDA ÜRETİM SİSTEMLERİNDE ISI GERİ KAZANIMI
İÇİN YENİ NESİL BORULU EŞANJÖR TASARIMI**

Emre SARI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2021

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Emre SARI

...../...../.....

ENDÜSTRİYEL GIDA ÜRETİM SİSTEMLERİNDE ISI GERİ KAZANIMI İÇİN YENİ NESİL BORULU EŞANJÖR TASARIMI

(Yüksek Lisans Tezi)

Emre SARI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2021

ÖZET

Ülke nüfuslarının gün geçtikçe artması enerjiye duyulan ihtiyacın ve tüketimlerin artmasına neden olmuştur. Bunun sonucu olarak enerji kaynaklarının sürekli azalması, taleplerin ise giderek artması enerji verimliliğini ve ısı geri kazanımının önemini artırmıştır. Isı enerjisi çoğu proseste ihtiyaca göre kullanılıp, verimsiz bir şekilde atmosfere atılmaktadır. Atılan bu ısı kaynağının ısı değiştiriciler yardımı ile tekrar prosese gönderilmesi enerji verimliliği sağlayacaktır. Ancak bu enerji kaynağını doğaya bırakmaya devam edersek ekonomik anlamda gelir elde edemezken, doğayı da kirletmeye devam edeceğiz. Bu tez çalışmasında, daha önceki çalışmalar kapsamlı bir şekilde incelenerek püskürtmeli kurutma sistemindeki atık ısıdan absorpsiyonlu soğutma ve yeni nesil borulu eşanjör yardımı ile giriş havasının ön ısıtması için ısı geri kazanımı hedeflenmiştir. Bunun sonucunda, çoğu literatür çalışmasında yapılan 20 °C sıcaklıktaki taze havanın direkt hava ısıtıcısında ısıtılmasının aksine, ortam havasına atık ısıdan yararlanılarak ön ısıtma yapılmış ve 110,42 °C sıcaklığa yükseltilmiştir. Böylece hava ısıtıcısında %49,7 oranında verim artışı sağlanmıştır. Amonyak ve su karışımının kullanıldığı sistemin soğutma performans katsayısı 0,67, soğutma verimi %49,6, ısıtma performans katsayısı 2,02 ve ısıtma verimi de %41,2 olarak hesaplanmıştır. Tasarlanan bu sistem ile %49,7 oranında karbon salımı azaltılmıştır. Tasarlanan yeni nesil eşanjör ile boru uzunluğundan %16,39 oranında tasarruf sağlanmıştır.

Bilim Kodu : 92807

Anahtar Kelimeler : Enerji, ısı geri kazanımı, enerji verimliliği, ısı değiştirici, absorpsiyonlu soğutma

Sayfa Adedi : 78

Danışman : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

NEW GENERATION TUBE EXCHANGER DESIGN FOR HEAT RECOVERY IN INDUSTRIAL FOOD PRODUCTION SYSTEMS

(M. Sc. Thesis)

Emre SARI

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2021

ABSTRACT

The increasing population of the country has caused an increase in the need for energy and consumption. As a result of this, the continuous decrease in energy resources and the increasing demand have increased the importance of energy efficiency and heat recovery. Heat energy is used in the process according to need and is discharged into the atmosphere inefficiently. Sending this discarded heat source back to the process with the help of heat exchangers will ensure energy efficiency. But if we do not take advantage of this energy source and continue to leave it to nature, we will continue to pollute nature, while we will not be able to generate economic income. In this thesis, previous studies were examined in detail, and heat recovery was aimed for preheating of the inlet air with the help of absorption cooling from waste heat in the spray drying system and a new generation tubular exchanger. As a result, unlike the heating process of 20 °C fresh air in the direct air heater, which is done in most literature studies, the ambient air was preheated by using waste heat and it was raised to 110,42 °C. Thus, an efficiency increase of %49,7 is achieved in the air heater. The cooling performance coefficient of the system using ammonia and water mixture was calculated as 0,67, cooling efficiency as %49,6, heating performance coefficient as 2,02 and heating efficiency as %41,2. With this system, carbon emission was reduced by %49,7. With this designed system %16,39 of the pipe length was saved.

Science Code : 92807

Key Words : Energy, heat recovery, energy efficiency, heat exchanger, absorption cooling

Page Number : 78

Supervisor : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

TEŞEKKÜR

Bu araştırma için beni yönlendiren, karşılaştığım zorlukları bilgi ve tecrübesi ile aşmamda yardımcı olan değerli hocam Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ'a teşekkürlerimi sunarım. Tezimin her aşamasında beni yalnız bırakmayan aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
3. TEORİK ANALİZ	19
4. ISI EŞANJÖRLERİ ve ISI GERİ KAZANIMI	29
4.1. Konstrüksiyona Göre Isı Eşanjörlerinin Sınıflandırılması	31
4.1.1. Borulu eşanjörler	31
4.1.2. Plakalı eşanjörler	36
4.2. Isı Transferini Etkileyen Faktörler	41
4.2.1. Kullanılan malzemelerin özellikleri	41
4.2.2. Akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı	42
4.2.3. Basınç düşümünün etkisi.....	43
4.2.4. Boru çapının etkisi	43
4.3. Isı Eşanjörlerinde Isı Transferini Geliştirme Yöntemleri.....	43
4.4. Isı Geri Kazanım Uygulamaları	45
4.4.1. Absorbsiyonlu soğutma çevrimi	49
4.5. Yeni Nesil Borulu Eşanjör Tasarımı ve Verimlilik Analizi	51

Sayfa

5. ARAŞTIRMA BULGULARI	59
6. SONUÇ ve ÖNERİLER	61
KAYNAKLAR	63
EKLER.....	71
EK-1. Amonyak logP-h diyagramı	72
EK-2. Amonyak ve su eriyiğinin sıcaklık-basınç konsantrasyon diyagramı	73
EK-3. 1 atm toplam basınç için psikometrik diyagram	74
EK-4. Atmosferik basınçta havanın fiziksel özellikleri	75
EK-5. Doymuş su sıcaklık tablosu.....	76
EK-6. Doymuş su basınç tablosu	77
ÖZGEÇMİŞ	78

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. Gıda endüstrisinde proseslerde kullanılan ortalama sıcaklık değerleri.....	3
Çizelge 1.2. Gıda endüstrisinde üretilen ürünlere göre ortalama harcanan enerji miktarları.....	3
Çizelge 3.1. Akışa göre eşanjör etkinliği ve NTU bağıntıları.....	23
Çizelge 4.1. Çeşitli maddelerin ısı iletim katsayısı değerleri.....	41
Çizelge 4.2. Tasarlanan sistem ile hesaplanan sıcaklık, entalpi ve konsantrasyon değerleri	54
Çizelge 4.3. Normal şartlar ile tasarlanan sistem için gereken güç değerleri	55
Çizelge 4.4. Sistem elemanlarının ısı kapasite ve sıcaklık değerleri	56
Çizelge 4.5. Sistemin performans katsayıları ve verimlilik değerleri.....	56
Çizelge 4.6. Doğalgaz emisyon değerleri	56
Çizelge 4.7. Normal şartlar ile tasarlanan sistemin yakıt tüketim değerleri	57
Çizelge 4.8. Normal şartlar ile tasarlanan sistemin karbon salınım değerleri	57
Çizelge 4.9. Tasarımda kullanılan helisel sarmal ve düz boru uzunlukları	58

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 4.1. Gövde borulu eşanjörler	32
Şekil 4.2. Çift borulu eşanjör	33
Şekil 4.3. Spiral borulu eşanjör.....	34
Şekil 4.4. Hijyenik borulu eşanjörler	35
Şekil 4.5. Plakalı ısı değiştirici	37
Şekil 4.6. Plakalı ısı değiştiriciyi oluşturan parçalar.....	38
Şekil 4.7. Sıcak ve soğuk akışkan arasındaki ısı geçişi	42
Şekil 4.8. Paralel ve ters akış için ısı geçişi	42
Şekil 4.9. Püskürtmeli kurutma sistem şeması.....	46
Şekil 4.10. Borulu tip pastörizatör	47
Şekil 4.11. Flash buhardan ısı geri kazanımı	47
Şekil 4.12. Kompresörden ısı geri kazanım akış şeması.....	48
Şekil 4.13. Açık soğutma kulesinden ısı geri kazanımı	48
Şekil 4.14. Absorbsiyonlu soğutma çevrimi	50
Şekil 4.15. Rozzi ve arkadaşları tarafından tasarlanan helisel sarmal borulu eşanjör	52
Şekil 4.16. Sprey kurutucunun atık ısısının absorbsiyonlu soğutma çevrimi ve yeni nesil borulu eşanjör yardımı ile geri kazanılması	53
Şekil 4.17. Helisel sarmal borulu eşanjör	53
Şekil 4.18. Gövde içerisine boru yerleşimi.....	58
Şekil 5.1. Kondenser ile taze havanın ön ısıtması	59
Şekil 5.2. Generatördeki atık havanın eşanjör yardımı ile geri kazanılması	60

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A	Isı transfer alanı, (m^2)
A_B	By-pass kesit alanı, (m^2)
A_E	Çapraz akış için en küçük kesit alanı, (m^2)
a	Akış doğrultusuna dik borular arası açıklık
b	Akış doğrultusundaki borular arası açıklık
$C_{amonyak-su}$	Amonyak-Su özgül ısısı, (kJ/kgK)
C_{hava}	Havanın özgül ısısı, (kJ/kgK)
$C_{p,1}$	İlk akışkanın sabit basınç altında özgül ısısı, (kJ/kgK)
$C_{p,2}$	İkinci akışkanın sabit basınç altında özgül ısısı, (kJ/kgK)
D_B	Boru demeti çapı, (mm)
d_B	Perdedeki boru için delik çapı, (mm)
d_0	Boru dış çapı, (mm)
D_i	Gövde iç çapı, (mm)
D_1	Perde çapı, (mm)
f_B	Baypass faktörü
f_G	Geometrik faktör
f_L	Kaçak faktörü
f_R	Düzeltilme faktörü
h_{sb}	Entalpi, (kJ/kg)
k	Isı iletim katsayısı, (W/mK)
K_D	Düzeltilmiş ısı geçiş katsayısı, (W/m^2K)
L	Isı değiştiricideki toplam boru uzunluğu, (m)
L_E	Boru ve gövde arasındaki en kısa bağlantı
$\dot{m}_1$	İlk akışkanın debisi, (kg/s)
$\dot{m}_2$	İkinci akışkanın debisi, (kg/s)
Nu	Nusselt sayısı

Simgeler

Açıklamalar

$Nu_{0,gövde}$

Gövde tarafındaki nusselt sayısı

$Nu_{1,turb}$

Türbülanslı akışta nusselt sayısı

$Nu_{1,lam}$

Laminer akışta nusselt sayısı

Pr

Prandtl sayısı

$\dot{Q}$

Isı transfer miktarı, (W)

$\dot{Q}_{absorber}$

Absorber kapasitesi, (kW)

$\dot{Q}_{evaporatör}$

Evaporatör kapasitesi, (kW)

$Q_{engel\ olunan,CO_2}$

Engel olunan karbon salınımı, (tCO₂)

$\dot{Q}_{generator}$

Generatör kapasitesi, (kW)

$\dot{Q}_{ısı\ değiştirici-primer}$

Isı değiştirici primer devre kapasitesi, (kW)

$\dot{Q}_{ısı\ değiştirici-sekonder}$

Isı değiştirici sekonder devre kapasitesi, (kW)

$\dot{Q}_{kondenser}$

Kondenser kapasitesi, (kW)

$\dot{Q}_{max}$

Maksimum ısı transfer miktarı, (W)

$\dot{Q}_{normal\ şartlar}$

Normal şartlardaki gerekli güç, (kW)

$Q_{normal\ şartlar,CO_2}$

Normal şartlardaki karbon salınımı, (tCO₂)

$\dot{Q}_{ön\ ısıtma}$

Ön ısıtma sonucunda gerekli güç, (kW)

$Q_{ön\ ısıtma,CO_2}$

Ön ısıtma sonundaki karbon salınımı, (tCO₂)

$\dot{Q}_{tasarruf}$

Tasarruf edilen güç, (kW)

Re

Reynolds sayısı

r_f

Kirlilik faktörü, (m²h°C/kJ)

T_A

Absorber sıcaklığı, (K)

$T_{atık\ ısı}$

Atık ısı sıcaklığı, (K)

T_E

Buharlaştırıcı sıcaklığı, (K)

T_g

Generatör sıcaklığı, (K)

T_K

Yoğuşturucu sıcaklığı, (K)

$T_{1,ř}$

İlk akışkanın çıkış sıcaklığı, (K)

$T_{2,ř}$

İkinci akışkanın çıkış sıcaklığı, (K)

$T_{1,g}$

İlk akışkanın giriş sıcaklığı, (K)

$T_{2,g}$

İkinci akışkanın giriş sıcaklığı, (K)

Simgeler**Açıklamalar**

U	Toplam ısı transfer katsayısı, (W/m ² K)
$\dot{V}_{\text{amonyak}}$	Amonyak debisi, (m ³ /h)
$\dot{V}_{\text{atık ısı}}$	Atık ısı debisi, (m ³ /h)
$\dot{V}_{\text{tasarruf}}$	Tasarruf edilen yakıt debisi, (m ³ /h)
x	Kuruluk derecesi, (%)
ΔT_m	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, (K)
ΔP	Borulardaki basınç kaybı, (Pa)
γ	Merkez açısı, (°)
ε	Etkinlik

Kısaltmalar**Açıklamalar**

$COP_{C,I}$	İdeal ısıtma performans katsayısı
$COP_{C,S}$	İdeal soğutma performans katsayısı
$COP_{\text{ısıtma}}$	Isıtma performans katsayısı
$COP_{\text{soğutma}}$	Soğutma performans katsayısı
$LOSF$	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, (K)
NTU	Etkinlik geçiş birimi sayısı
$\eta_{\text{soğutma}}$	Soğutma verimliliği
$\eta_{\text{ısıtma}}$	Isıtma verimliliği
η_{sistem}	Tasarlanan sistem verimliliği

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji çok önemli bir yere sahiptir ve enerji ihtiyaçlarının artmasının temel nedenleri nüfus artışı ve verimli olmayan enerji tüketimidir. Bundan dolayı enerji ihtiyaçları her yıl yaklaşık %5 oranında artış göstermektedir. Enerji ihtiyaçları ne kadar artarsa bu ihtiyaçları karşılayacak fosil yakıtlarda o doğrultuda azalacaktır. Fosil yakıtların (kömür, petrol, doğalgaz vb.) kullanımının artması doğaya olan zararın artmasına ve atmosferin kirlenmesine neden olmaktadır. Bundan dolayı enerji verimliliği ve özellikle atık ısı geri kazanımı uygulamaları maddi anlamda ülke ekonomilerine katkı sağlaması ve dünyanın yaşanılabilir bir ortama dönüşmesi açısından önem kazanmıştır.

Gıda endüstrisinde ısı enerjisi önemli ve vazgeçilmez bir paya sahiptir. Gıda endüstrisinde pişirme, kurutma ve soğutma prosesleri sonucunda büyük miktarda atık ısı açığa çıkmakta ve atık ısıdan yararlanma oranının artırılması gereklidir. Isının geri kazanılması enerji giderlerini düşürürken, üretim maliyetlerini azaltacaktır. Böylece kayıpların önüne geçilerek verimliliğin artırılabilceği öngörülmektedir. Gıda endüstrisinde atık enerjiden uygulamaya göre değişen oranlarda yararlanmak mümkündür. İşletmelerde kullanılan enerji geri kazanım sistemleri ilk tesis yatırımı gerektirmektedir ve bu yatırımlar çok kısa sürelerde kendilerini amorti etmektedirler. Hatta bazı işletmelerde üretim yapmayan hatların devre dışı bırakılması gibi basit önlemlerle bile enerji tasarrufu yapılabileceği gözlenmektedir.

Endüstriyel tesislerde ve mühendislik uygulamaların da sıkça karşılaşılan işlem, farklı sıcaklıklardaki sıvı ve gaz gibi iki veya daha fazla akışkanın birbirlerine karışmadan sıcak olan akışkandan soğuk olan akışkana ısı aktarımı işlemidir. Su, buhar, yağ, hava vb. gibi akışkanların birbirleri arasında ısı transferini sağlayan cihazlara eşanjör veya ısı değiştirici denir. Bu tip cihazlar, günlük hayatımızda kullanım suyu, havuz, yerden ısıtma ve radyatör devrelerinde tercih edilirken, santrallerde, soğutma uygulamalarında, gıda endüstrisinde sütün pastörizasyonu ve süt tozu üretiminde, ısı geri kazanım uygulamaları gibi sistemlerde yaygın olarak kullanılmaktadır [1].

Eşanjörler, sistemlerin termal performansını iyileştirebilir, yeni teknolojilerle optimum seviyede ısı transferi yaparak enerji tasarrufu sağlayabilir, bulunduğu tesisattaki kazan, chiller ve soğutma kulesi gibi cihazlara katı partiküllerin ve pisliklerin gitmesini

engelleyerek sistemi koruyabilmektedir. Bu özelliklerinden dolayı endüstriyel uygulamalarda ve sistemlerde kullanımı oldukça yaygındır. Isı değiştiricilerde kendi aralarında kullanım şekillerine ve yapacakları görevlere göre ayrılmaktadır. Bunlar; endüstri, gıda, enerji, konfor, ısıtma, havalandırma, iklimlendirme ve daha ağır endüstrilerde kompresör yağı soğutma, evaporasyon gibi uygulamalara göre değişmektedir. Borulu, plakalı, lehimli, spiral ve hava soğutmalı ısı değiştiriciler olarak çeşitleri mevcuttur [2].

Borulu eşanjörler, yüksek sıcaklık ve basınç gerektirecek uygulamalarda kullanılır. Gıda ve meyve suyu endüstrisi, ağır sanayi olarak kaplama, boyama, döküm endüstrisi gibi uygulamalarda tercih edilmektedir. Akışkanların birisi boru iğerisinden akarken, diğeri borunun dışından birbirlerine paralel olarak akarlar. Tasarım esnasında boru çaplarının büyük seçilmesi, akışkan hızlarının düşük olması, boruların içerisindeki pürüzsüzlük faktörü, mevsimsel yüklerde kullanımın az olması kirlenmeyi arttırır bu da verimi olumsuz yönde etkiler. Bu yüzden optimum verim alabilmek için çeşitli analizler, testler yapılp yeni teknolojilerden faydalanılabilir [3].

Türkiye’de süt ve süt ürünleri sektöründe çeşitli üretimler mevcuttur [4]. Bunlar başlıca,

- Pastörize edilmiş süt,
- Yoğurt,
- Süt tozu,
- Peynir suyu tozu

şeklinde sıralanabilir.

Gıda endüstrisinde proseslerin çoğunda ortak işlemler mevcuttur. Bunlar pişirme, kurutma, pastörizasyon, sterilizasyon, soğutma gibi işlemlerdir. Bunun gibi prosesler de 200 °C ve üzeri yüksek sıcaklıklar kullanıldığı için bu sistemlerin atmosfere bıraktıkları atıklarda sıcaklıklar oldukça yüksektir [5]. Çeşitli proseslerde kullanılan sıcaklıkların ortalama değerleri Çizelge 1.1’de verilmiştir [6].

Çizelge 1.1. Gıda endüstrisinde proseslerde kullanılan ortalama sıcaklık değerleri

Proses	Akışkan	Ortalama sıcaklık (°C)
Piştirme	Hava	110-190
Kurutma	Hava / Buhar	120-240

Gıda endüstrisinde çeşitli sektörlerde üretilen ürünlere göre ortalama enerji tüketimleri Çizelge 1.2’de verilmiştir [6].

Çizelge 1.2. Gıda endüstrisinde üretilen ürünlere göre ortalama harcanan enerji miktarları

Ürün	Birim ürün için harcanan ortalama enerji (kJ/kg)	Enerji dağılımı		
		Proses (%)	Elektrik (%)	Kazan (%)
Süt	1900	6	25	69
Konsantre süt	2200	24	4	72
Peynir	13410	30	7	63
Et konservesi	6513	8	14	78
Donmuş meyve ve sebze	7677	21	20	59

Bu çalışmada, daha önce yapılan çalışmalar kapsamlı bir şekilde incelenerek püskürtmeli kurutucularda ısı geri kazanımı için optimum seviyede yeni nesil eşanjör tasarımı üzerine incelemeler yapılmıştır. Bu kapsamda endüstriyel gıda üretim sistemlerinde ısı geri kazanımı için verimli ve sistem maliyetlerini optimum seviyeye çekebilecek bir sistem tasarımı amaçlanmıştır. Püskürtmeli kurutucudaki atık ısı absorpsiyonlu soğutma çevriminden geçirilerek havanın ön ısıtılması için kullanılması hedeflenmiştir. Aynı zamanda bu tasarım ile birlikte çevreye olan karbon salınım değerleri azaltılarak temiz çevre ve yeşil doğa için önemli bir gelişme sağlanması amaçlanmıştır.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Endüstriyel tesislerin gün geçtikçe artması ısı enerjisinin kullanımının artmasına neden olmaktadır. Eloksal, döküm, gıda vb. tesisler başta olmak üzere çoğu ağır endüstriyel fabrikalar ısı enerjisini ihtiyaçları doğrultusunda kullanıp, ihtiyaç harici kısmı verimsiz bir şekilde atmosfere bırakmaktadır. Bu şekilde atmosfere bırakılan ucuz bir ısı kaynağı bir ısı değiştirici yardımı ile tekrar sisteme kazandırılıp tesisin ısınma, sıcak su vb. ihtiyaçları karşılanabilmektedir. Böylece enerji verimli ve etkin bir şekilde kullanılmaya devam eder. Bundan dolayı günümüzde enerji ve atık ısı geri kazanım sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricilerin verimliliğini artırmak için yapılan çalışmalarda artış görülmektedir. Literatürde bu kapsamda yapılan çalışma örnekleri verilmiştir.

Wallhauber (2012) ve arkadaşları çalışmalarında, gıda endüstrisinde kullanılan ısı eşanjörlerinde kirliliklerin tespit edilmesi üzerine incelemelerde bulunmuşlardır. Kirlenme, bir yüzeyde istenmeyen tortudur. Bu özellikle gıda ve süt endüstrisinde önemli bir sorundur. Çünkü ürüne ısı transferi azalır, bu da ürün kalitesinin ve güvenliğinin azalmasına neden olur. Böylece, tesis verimliliği azalır. Bu sistem ölçme ve analiz sistemi ile kontrol edilmektedir. Basınç düşümü, sıcaklık ve ısı transferi parametreleri, akustik parametreler, elektriksel parametreler üzerine incelemelerde bulunmuştur. Çapraz oluklu boru ve levha gibi periyodik düzenlemelerle genelleştirilmiş Leveque denklemi üzerinden basınç düşümü olan demetler incelenerek ısı ve kütle transferi üzerindeki etkilerine bakılmıştır. Sıcaklık kontrolünde, kirlenmenin artışı ile ürünün çıkış sıcaklığının düştüğü görülmüştür. Simüle edilmiş ters akışlı bir ısı değiştiricide deneysel sıcaklık ölçümleri yapılarak termal performansa ve bakıma olan ihtiyacı ölçülmüştür [7].

Jouhara (2017) ve arkadaşları çalışmalarında, atık ısının geri kazanımı üzerine incelemelerde bulunmuşlardır. Endüstriyel uygulamadaki enerji talebinin büyük bir kısmı temel olarak ısıtma amaçlı kullanılmaktadır. Atık ısının geri kazanımı üretim maliyetinin ve sera gazı emisyonunun önemli ölçüde azaltılmasına katkıda bulunur. Bu çalışmada, yenilikçi bir ısı geri kazanımı sistemini tasarlamış, üretmiş ve test etmişlerdir. Yassı ısı borusu, sıcak çelikten radyasyonla ısıyı geri kazanmak için tasarlanmış ve olumlu sonuç elde edildiği görülmüştür. Soğutma işlemi sırasında çubuklar yassı ısı boru sistemi için bir kolektör tarafından bağlanan paslanmaz çelik ısı borularından tasarlanmıştır. Geri kazanılan enerji

miktarı ve yassı ısı borularının çalışma sıcaklığı ayrıca bildirilmiştir. Deneysel incelemeler sonucunda, yassı ısı borularının ortalama 80 °C sıcaklıkta çalıştığı ve maksimum 160 °C sıcaklıklara çıktığı görülmüştür. 0,38 kg/s'lik akışkan debisi kullanılarak yapılan testte 15,6 kW kadar ısı geri kazanımı elde edilmiş ve yassı ısı borularının sıcak kaynaktan güçlü bir şekilde etkilendiği görülmüştür. Sonuçlardan yassı ısı borularının yüksek ısıya sahip endüstriyel uygulamalardan oluşan atık ısı geri kazanımı için yenilikçi bir teknoloji olduğu sonucunu görmüşlerdir [8].

Zachar (2013) tarafından yapılan çalışmada, sıcak su depolama tanklarındaki sıcaklık tabakalaşmasını iyileştirmek için sarmal borulu ısı eşanjörü üzerine incelemeler yapmıştır. Çalışılan akış dağılımı helisel sarmal iki borudan oluşmaktadır. Akış dağıtıcı, ısıtılmış suyu tüp eksenine boyunca sarmal bir akış yoluna yönlendirmiştir. Sıcak su depolama tankının akış ve sıcaklık alanlarının ortak sarmal tüp ile karşılaştırılması ve boru içi tüp akış dağıtıcı konfigürasyonu ele alınmıştır. Sayısal hesaplamalarda, laminar akış rejimlerinde farklı akış ve sıcaklık alanlarını incelemek için yola çıkılmıştır. Önerilen sarmal akış dağıtıcı ile yüksek sıcaklık alanlarını sağladığı görülmüştür. Önerilen tüp ile farklı ısı transfer gelişmelerini mümkün kıldığı elde edilmiştir [9].

Hamdeh (2020) ve arkadaşları çalışmalarında, suyun ısı ve hidrolik özellikleri üzerine incelemelerde bulunmuşlardır. Yeni tip sarmal borulu eşanjör K-ε modeli kullanılarak simüle edilmiştir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü önceki deneysel sonuçlar kullanılarak tahmin edilmiştir. Sektöre göre tasarımı yapılacak eşanjörlerin yarı dairesel kesitli olabileceği üzerine incelemelerde yapılmıştır. Buna göre Reynolds sayısının sabit bir değeri için Nusselt sayısının yarı dairesel kesitte maksimum olduğu görülmüştür. Aynı zamanda, $a > 90^\circ$ olduğundaki Nusselt sayısı $a < 90^\circ$ olduğundan daha yüksek olduğu görülmüştür. Reynolds sayısı iki katına çıkarılırsa, Nusselt sayısının da artacağı yani yarım dairenin iç ve halka tarafı için bu artışın %64,7 ve %59,9 olduğu, çeyrek dairenin iç ve halka tarafı için ise bu oranın %73,5 ve %62 olduğu sonucuna varılmıştır. Boyutsuz kanat çapı iki katına çıkarıldığında, Nusselt sayısının %12,3 ve sürtünme faktörünün de %16,5 oranında azaldığı görülmüştür [10].

Reddy (2017) ve arkadaşları çalışmalarında, helisel sarmal borulu eşanjörün hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizi üzerine incelemelerde bulunmuşlardır. Dış ve iç boru akış hızlarının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Buna göre; iç tüp akış

hızı sabit (700 lph), dış tüp akış hızı 400 lph'den 600 lph'a yükseldiğinde, logaritmik sıcaklık farkının (LOSF) %1,33 arttığı görülmüştür. Dış boru akış hızı sabit, iç boru akış hızı artırıldığında LOSF'nin azaldığı görülmüştür. Akış hızı veya Reynolds sayısı 4000'den 5500'e yükseldikçe toplam ısı transfer katsayısının arttığı görülmüştür. Sarmal boruya yarı dairesel bölmeler eklenmesi 0,5 oranında ve toplam ısıda artışa, transfer katsayısında da %10 artışa neden olduğu sonuçlarına varılmıştır [11].

Bhuiya (2020) ve arkadaşları çalışmalarında, bükümlü bandın borulu eşanjörler üzerindeki termal etkisi üzerine incelemelerde bulunmuşlardır. Isı değiştiricilerin geliştirilmesi için uygun geometri oluşturulması gerektiği düşünülmüştür. Bükülmüş bandın ısı transferi ve türbülans üzerinde artırıcı etkisi olduğu görülmüştür. Gözeneklilik etkileri, ısı transferi, sıvı sürtünmesi ve termal performansta borulu ısı değiştiricilerin karakteristik etkileri incelenmiştir. Buna göre; beklenildiği gibi Reynolds sayısındaki artışla birlikte ısı transferi karakteristiği artarken, sürtünme faktörünün de arttığı görülmüştür. %4,6 gözenekliliğe sahip bükümlü bantlı borulu eşanjörlerinin kesici ucunun en yüksek sürtünmeye neden olduğu sonuçlarına varılmıştır [12].

Rozzi (2007) ve arkadaşları çalışmalarında, helisel olarak geliştirilmiş tüplerdeki konvektif ısı transferi ve sürtünme kayıpları ile ilgili incelemeler yapmışlardır. Dört sıvı gıda; tam yağlı süt, portakal suyu, kayısı ve elma püresi bir kabuk ve tüp ısısında test edilmiştir. Hem ısıtma hem de soğutma koşulları göz önünde bulundurulmuştur. Deneysel sonuçlar, helisel oluklu boruların konvektif ısı transferini arttırmak için özellikle etkili olduğunu doğrulamıştır. Meyve suyu ve tam yağlı süt türbülanslı durumda akmaktadır. Her ikisinde de ortalama ısı transfer artışı olduğu görülmüştür. Bu artışın ısıtma %10 ile %20 arasında değiştiği görülmüştür. Basınç kaybı artışının ise çok daha yüksek olduğu ifade edilmiştir. Elma püresi akışında ise daha düşük Reynolds karakteristiğine sahip olduğu sonuçlarına varılmıştır [13].

Dekhil (2020) ve arkadaşları çalışmalarında, üç ısı konfigürasyonunun termal davranışının sayısal çalışmasını ele almışlardır. Koşullar ısıtma/soğutma yükü ve deşarj süreleridir. Bunlar tarım ve gıda endüstrisinde de kullanılabilir. Referans ısı eşanjörü içine yerleştirilmiş bobindeki iki sıvıdan oluşmaktadır. İletken bir elemana sahiptir. Bu kriterler HAD analizi yapılarak incelenmiştir. Sonuç olarak yüksek termal ataletin gıda endüstrisi için önemli unsur olduğu görülmüştür. İletken malzemenin %41,3'ünün kontrollü bir şekilde değiştirilmesi ısı eşanjörünün sabit hacimde malzeme tasarrufuna yol açtığı görülmüştür.

Depolama içindeki sıvı ve katı bölgelerin bir kombinasyonunun kullanılması depolama alanını artırmaya yarayan ilginç bir çözüm olduğu görülmüştür. Bu sonuçlar ile kullanılacak malzeme miktarı azalırken, performansın arttığı elde edilmiştir [14].

Ali (2020) ve arkadaşları çalışmalarında, ısı transferinin üç boyutlu simülasyonu (türbülanslı / laminar) ve suyun halka boyunca akışı üzerine konik borulu ısı eşanjörlerini incelemişlerdir. Türbülansın etkilerini incelemek için bir K- ϵ modelini kullanmışlardır. Bu doğrultuda geliştirilen modelin sürtünme faktörü, Nusselt ve Reynolds sayıları üzerine etkileri incelenmiştir. Buna göre; Reynolds sayısının %50 artmasıyla, Nusselt sayısının arttığı, sürtünme faktörünün %10 azalırken, %39 azaldığı görülmüştür. Boyutsuz adının iki katına çıkarılması ile Nusselt ve sürtünme faktörünün sırasıyla %1,95 ve %4,43 oranında artış gösterdiği görülmüştür. Sürtünme faktörünün ($d_{t,o} / d_{c,max}$) %50 artması, Nusselt sayısının sırasıyla %4,47 ve %8,38 oranında artmasına neden olmuştur. Koni açısı 0°'den 90°'ye yükselirse, sürtünme faktörü ve Nusselt sayılarının sırasıyla %15,51 ve %37,17 oranında artış gösterdiği sonuçlarına varılmıştır [15].

Poongavanam (2019) ve arkadaşı çalışmalarında, ısı transferi ve basınç düşüşü özellikleri üzerine deneysel bir araştırma yapmışlardır. Bakır borunun dış yüzeyi, basınçlı bilyeli çekiçleme ile vurularak dövülmüştür. Konvektif ısı transfer katsayısı ve su akışındaki basınç düşüşü ile ilgili deneysel veriler pürüzlü bir yüzeye sahip boru şeklindeki bir ısı değiştiricinin içinde ölçülerek pürüzsüz yüzeyli bir boru ile karşılaştırılmıştır. Soğuk su (iç tüp) ve sıcak su (halka) giriş sıcaklıkları 30 °C ve 60 °C'de muhafaza edilmiştir. Deneyler sırasında Reynolds sayısı boru şeklindeki ısı için 4000-22000 aralığındayken iki ısı değişim borusu arasındaki dairesel boşluğun hidrolik çapına dayalı eşanjörün soğuk su tarafında ise Reynolds sayısı 5500'de sabit tutulmuştur. Deneysel sonuçlar, tüp yüzeylerinde bilye çekiçlemesinin yapıldığını göstermiş akış davranışı ve ısı transferi performansı üzerinde kayda değer bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Yine deneysel sonuçlara göre; Nusselt sayısındaki artış, sürtünme faktörü ve liyakat rakamı bilyeli çekiçlemenin etkisi olarak var olmuştur. Nusselt sayısının maksimum artışında, 4000'den daha düşük Reynolds sayısı olduğu ve Reynolds sayısının artmasıyla bu etkinin azaldığı görülmüştür. Sürtünme faktöründeki artış, Reynolds sayısı değerinde %55 oranındadır yani Reynolds sayısı arttıkça azalmaktadır. Liyakat rakamının 1,047 ile 0,937 aralığında olduğu ve bilyeli çekiçlemenin yalnızca düşük Reynolds sayısında faydalı olduğu belirtilmiştir. Deneysel sonuçlar tahmin

edilen sonuçlarla ilişkilidir ve bunların standart korelasyonlardan kaynaklandığı sonucuna varılmıştır [16].

Forooghi (2017) ve arkadaşları çalışmalarında, ısı aracı olarak pasif uçlu düz borulu bir ısı eşanjörünün tek bir borusunda akış ve ısı transferinin iyileştirilmesinde sayısal olarak incelemelerde bulunmuşlardır. Baypas bölgesinin varlığı, büyük bir akış kısmına yol açtığı bu sayede pasif uçlardan kaçınan ve ısı potansiyelini azaltan oranda debi aktarımı olduğu görülmüştür. Özetle, mevcut sonuçlar gösteriyor ki doğrudan çözüm amacıyla kullanılan sonlu hacimli Navier-Stokes denklemlerinin (mevcut durumda OpenFoam) aşağıdaki değerler için düşünebildiği sonucuna varılmıştır. Tipik çalışma koşulları ve karmaşık endüstriyel geometrilerde düşük Reynolds rejimi yer almaktadır. Bu simülasyonlar tam çözümlenmiş ise yakın bir fiziksel uygunluk düzeyi sağlamaktadır. Elde edilen sonuçların tasarım için değerli fiziksel anlayış sağlayabileceği, iyileştirmeler ve aynı zamanda düşük kaliteli sonuçları değerlendirmek için de kullanılabileceği görülmüştür. Sonuç olarak endüstriyel tasarım sürecinde yaygın olarak kullanılan çözücülerden olduğu bildirilmiştir [17].

Hamdeh (2020) ve arkadaşları çalışmalarında, türbülanslı ısı transferi ve akışkanın 3 boyutlu simülasyonu için yeni tip kanatlı borulu ısı eşanjörleriyle gerçekleştirilecek akış üzerinde incelemelerde bulunmuşlardır. Gerçekleştirilebilir K- ϵ modeli ile türbülans etkisinin simülasyonunu yapmışlardır. Deneysel korelasyonda model doğrulama için önceki çalışmaları kullanılmışlardır. Yeni denklemler ile tahmini olarak Nusselt sayısına ve önerilen sürtünme katsayısına bakmışlardır. Ayrıca operasyonel ve geometrik parametrelerin etkisine bakıldığında Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün tahminin üzerinde elde edildiği görülmüştür. Buna göre; çubukların uygulanması Nusselt sayısını yaklaşık 2,8 artırırken, Reynolds sayısını 8400'den yaklaşık 2,3 kat artırdığı görülmüştür. Reynolds sayısının %50 oranında artması durumunda ise f / Nu %29,9 oranında azaldığı görülmüştür. Boyuna adımın iki katına çıkarılması Nu / Nu_{empty} ve f / Nu sırasıyla %14,7 ve %60,3 oranında artırdığı görülmüştür. Enine adımın artmasıyla birlikte öncelikle Nusselt sayısı maksimum seviyeye çıktığı (Nusselt sayısı en uygun $ptr / df = 3,5$) sonra azaldığı sonucuna varılmıştır. Bunun yanında tüp-çubuk çapı oranının iki katına çıkarılması, Nusselt sayısını %27,6 oranında azalttığı sonuçlarına varılmıştır [18].

Philipp (2018) ve arkadaşları çalışmalarında, süt tozu üretim tesisindeki verimlilik üzerine incelemelerde bulunmuşlardır. Süt tozu üretimi sırasında atmosfere bırakılan atık ısı sıcaklığı oldukça fazladır. Bu çalışmada, ısı geri kazanım hedeflerini hesaplayabilmek için bir endüstriyel tesisin verilerinden yararlanılmıştır. Ürün kalitesine zarar vermeden kullanım miktarlarını en aza indirmek için sisteme çeşitli ekipmanlar dahil edilmiştir. Maksimum enerji verimliliği için ısı eşanjörleri incelenmiştir. Sonuç olarak yararlanılan pinch analizi yardımı ve tasarlanan eşanjörle ısı geri kazanımını artırma potansiyelinin olduğu sonucuna varılmış ve en iyi ihtimalle sistem maliyetini %10 azaltırken, %30 oranında ısı geri kazanımının sağlanabileceği görülmüştür. Isı geri kazanımını artırmak için yüksek sıcaklıkta egzoz edilen gaz ve hava gibi akışkanların kullanılabileceği sonucuna varılmıştır. Pinch analizi süt tozu üretimindeki hedeflenen ısı geri kazanım için elde edilen faydaları hesaplamak için kullanılmıştır. Sistem tasarım noktaları ve hedefleri tek tek iş parçalarına ve buhar durumuna göre hesaplanmıştır. Endüstriyel uygulamalarda bölgesel ısı geri kazanımı hem tesis hem sistem için önemlidir. Pinch analizine göre borulu eşanjör için etkinlik katsayısı (ϵ), etkenlik geçiş sayısı (NTU) hesabı ve ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. Bu değerlere göre maliyet tablosu çıkarılmıştır. Süt endüstrisinde entegrasyon için direkt ve endirekt kondenser uygulaması belirlenmiştir. Direkt kondenser uygulamasında gelen akışkana göre direkt süt ısıtma işlemi kullanılırken, kademeli ısıtmada ürün üzerindeki etkilerinin daha iyi olduğu ve bölgesel ısıtma içinde egzoz havasının kullanılmasının verimli olacağı sonucuna varılmıştır. Hesaplamalara göre bu yöntemde %10 sistem maliyeti azalırken, %30 oranında ısı geri kazanımı sağlanabileceği görülmüştür [19].

Julklang (2015) ve arkadaşı çalışmalarında, endüstriyel ölçekli bir püskürtmeli kurutucunun enerji performansını araştırmış ve yüksek değerli partiküllerin üretimi için egzoz havasından ısı geri kazanım yapılmasını hedeflemişlerdir. Verimli bir şekilde havadan havaya ısı eşanjörü yardımıyla ısı transferinin yapılması ile enerji verimliliğinde ve tasarrufunda artış olduğu görülmüştür. Kurutucu, enerji açısından verimli çalıştığında ürünün kalitesinin de arttığı fark edilmiştir. Enerji verimliliği ve tasarrufu için ampirik bir meta denklemi belirlenmiştir. İki akışkan arasında basınç ve damlacık oluşturmak için bulamaçlar kullanılmıştır. Seyreltik bulamaçlarda yüksek akış hızında %43,3 verim elde edilirken, yüksek enerji tasarrufunun da %52,4 civarında olduğu görülmüştür. Eşanjör kullanılarak etkinlik katsayısı %50'den %70'lere çıkarılmıştır. Yani egzoz havası ile ön ısıtma yapılarak verimin artırıldığı sonucuna varılmıştır [20].

Legorburu (2018) ve arkadaşı çalışmalarında, bir konserve fabrikasının enerji tüketimlerini ele almışlardır. Küresel olarak optimize edilmek istenen bir dolaylı ısı geri kazanım sistemi ile yıllık gaz tüketimini azaltmayı hedeflemişlerdir. Isı geri kazanımı için en uygun ortamın tank noktası olduğu belirtilmiştir. 29,44 °C besleme sıcaklığında çalışan soğutma döngüsünde 71 °C kadar geri dönüş alınabildiği görülmüştür. Bu durumda ısı geri kazanılması soğutma döngüsünü, kazan yakıt ihtiyacını ve soğutma kulesindeki fan gücünü azaltmıştır. Soğutma döngüsündeki atık ısı, proses suyunu ısıtmak için kullanılmıştır.

Dolaylı olarak ısı geri kazanımı hedeflenerek soğutma kulesi ile tampon tankı arasında eşanjör konulmuştur. Elde edilen atık ısı tekrar değerlendirilerek sıcak su generatörünün kullanılabilirliğinin azalması hedeflenmiştir. Bu doğrultuda ısı geri kazanım yönteminin, performansı artırdığı görülmüştür. Bu durumda ısı eşanjörünün modellenmesinde etkenlik geçiş sayısı (NTU) faktörü baz alınmıştır. Tampon tank hacmi ve ısı eşanjörü boyutu kadar büyükse enerji yakalamanın da o kadar artacağını düşünülmüştür. Dolaylı ısı kullanım maliyeti de $\text{kar} = \text{eşanjörün yıllık maliyeti} + \text{yıllık tank ve yakıt maliyeti}$ olarak hesaplanmıştır [21].

Navickaite (2019) ve arkadaşları çalışmalarında, balık endüstrisinde vasküler ısı eşanjörlerine dayanan tüplerde geliştirilmiş ısı transferi performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Yeni tasarlanan borunun Reynolds sayısı, ters akışlı bir tüp için yapılan ısı değiştirici deneyi sonucunda 1000 ile 2500 arasında olduğu görülmüştür. Nusselt sayısı ve her bir tüp için sürtünme faktörü korelasyon ve deneysel uygulamalar yapılarak incelenmiştir. Bunun sonucunda oluklu mukavvada Nusselt sayısının düz bir tüpe kıyasla %500'e kadar çıktığı görülmüştür. Aynı şekilde değerlendirilen küresel termo-hidrolik performans çift oluklu boruların pompalama gücü, düz bir borudan %160'a kadar daha yüksek olduğunu göstermiştir. Bu çalışmanın deneysel sonuçlarının değişken eliptik eksen tüpü ile karşılaştırılması sonucunda rapor edilen korelasyon ile çift oluklu $p = 7,5$ mm olan tüplerin daha yüksek performansa sahip olduğu görülmüştür. Öte yandan, çift oluklu $p = 20$ mm olan tüplerin ise daha düşük termal performansa sahip olduğu ve daha kısa ondüleli tüplerin daha verimli olduğu görülmüştür. Test edilen tüpler için ondülasyon süresi termal ve genel performans üzerinde daha yüksek bir etkiye neden olduğu incelenmiştir. Çift oluklu mukavvanın yeni geometrisine sahip tüpler karşılaştırıldığında üstün termal performans gösterdiği sonucuna varılmıştır [22].

Reay (2006) yapmış olduğu çalışmada, gıda endüstrisinde ısı geri kazanımı için borulu eşanjör kullanılarak ne kadar kazanım elde edildiğini araştırmıştır. Orta viskoziteli ürünlerde ısı geri kazanımı için kullanmayı hedeflemiştir. İşlenmiş sıcak ürün tüplerde soğutulmuş veya soğuk işlenmemiş ürün tüplerde ısıtılmıştır. Aksi taktirde soğutma suyundan doğabilecek ısı geri kazanımının azaldığı görülmüştür. Mevcutta izin verilen maksimum ürün viskozitesi ticari eşanjörler ve kabuk tarafı akışını etkileyecek tüp içindeki durgunluğu (ölü noktaları) ve çevresindeki zayıf akış dağılımını önlemek için çalışmalar yapılmıştır. Bu sonuçlara göre, %50-70 arasında potansiyel enerji tasarrufu sağlamıştır. Daha geniş bir gıda yelpazesinde ısı geri kazanımının %70'leri bulduğu görülmüştür. Genel olarak akış koşullarına ve düzenlemelere göre daha yüksek ısı transferi sağlayarak ısı geri kazanımı elde edilmesi amaçlanmıştır. Ağırlıkça %2 nişasta çözeltisinde %50 tasarruf sağlanmış olduğu görülmüştür. Atık ısıdan yararlanmak ısı geri kazanımı olarak fabrikalar ve gıda tesisleri için zorunlu hala gelmeye başladığı sonucuna varılmıştır [23].

Zheng (2018) ve arkadaşları çalışmalarında, kalsine edilmiş petrol kok atığından ısı geri kazanımı sağlamayı hedeflemişlerdir. Tek kalsine petrol kok partikül katmanının kararsız ısı transferi 3D modelini oluşturmuşlardır. Modeli ayrıntılı ısı transfer yollarını araştırmak için kullanmışlardır. Kalsine edilmiş petrol atığının ısısı bir eşanjör tarafından kazanılmıştır. Isı değişim duvarına yakın partiküllerin sertliğinin hızla azaldığı ancak parçacıkların sıcaklığının, ısıdan uzak değişim duvarında neredeyse hiç değişmediği görülmüştür. Yüksek hızda ısı miktarı değişim oranı %25,1 h, hızlı aşamada %6,2-10,3 h ve yavaş aşamada da %1,2-4,7 h olduğu görülmüştür. Isı değişim duvarının alanı, sabit toplam ısı akısı evrim özellikleri ve ısı miktarı evrim özellikleri karşılaştırıldığında benzer olduğu görülmüştür. Katı fazın ortalama ısı transferine katkı oranının %92,79 ve gaz fazından bu katkının önemli ölçüde daha fazla olduğu görülmüştür. Isı transfer süresinin artmasıyla katı fazın katkı oranının nispeten sabit olduğu ve %92,37'den %92,84'e çok düşük oranda artış olduğu görülmüştür. Parçacıklar arasındaki ısı iletiminin parçacık katmanının herhangi bir konumunda baskın olduğu sonucuna varılmıştır [24].

Markowski (2013) ve arkadaşları çalışmalarında, bir kabuklu ve borulu eşanjörde kirlenmenin ısı geri kazanımı üzerindeki etkisinin belirlenmesi ve geliştirilmesini hedeflemişlerdir. Tek seferde kirlenmenin ısı direncinin belirlenmesinde kabuk ve borulu ısı eşanjörü, çok hücreli bir eşanjör modeli olarak proste kullanılmıştır. Her iki ısı değişim sıvısı için yüzey film iletkenliği iyi bilinen ampirik denklemlerle ifade edilmiş ve katsayıları

değişken olarak kabul edilmiştir. Sonuçlar ısı direnç değerinin hesaplanması ile birlikte belirlenmiştir. Kirlenmenin ısı eşanjör ağında ve ısı geri kazanımı üzerindeki etkileri modellenmiş ve incelenmiştir. Isı eşanjör ağındaki ısı geri kazanımını maksimize etmeyi amaçlayan ator kararları tesisin çalışma süresi hesaba katılarak belirlenmiştir. Isı eşanjör ağının performansında ve hedeflenen önleyici tedbirleri uygulamak kirlenmenin ve zararlı etkilerin azaltılmasında etkili olduğu görülmüştür. Bu tür ölçüler arasında, temizlik müdahalelerinin optimal zamanlaması düşünülmüştür. Isı eşanjör ağındaki söz konusu durumunda eşanjörler temizlenmişse, ham damıtma ünitesi ile 2 yıllık optimum temizlik programına göre tesisin çalışması, geri kazanılan toplam ısı miktarı yaklaşık %5 oranında artmıştır. Bu doğrultuda kirlilik faktörünün hem ısı transferi hem de ısı geri kazanımı üzerindeki etkileri ve verimliliği artırıcı çalışmalar yapılmıştır [25].

Yamashita ve Utaka (2014) yapmış oldukları çalışmada, ısı geri kazanımı için yeni nesil ısı eşanjörü önererek yoğunlaşma gizli ısısının geri kazanımı için eşanjör yapılarını incelemişlerdir. Baca gazının ince borular içinde aktığı ve kabuğun üzerinde soğuk su bulunan yeni bir ısı eşanjörü türü yan, kabuk ve tüp tipi ısı eşanjörlerinin performansını, kompaktlığını geliştirmek ve baca gazından gizli ısı geri kazanımı sağlamak için çalışmalar yapılmıştır. Tipik bir ikincil ısı eşanjöründe, su tüplerin içinde akarken gazlar kabuğun içinde akmaktadır. Bu gibi uygulamaların çoğunda kullanılan ısı eşanjörlerinde paslanmaz çelikten yapılmış düz borular kullanılmıştır. Nemli havanın ısı transferinde kullanılmasıyla, daha ince borularda dik sıcaklık düşüşleri meydana geldiği görülmüştür. Boyutsal sıcaklık farkı ve özgül entalpi tüpten bağımsız boyutsuz uzunluğa karşı çıkılmıştır. Sıcaklık değişimleri için deneysel veriler ve tüm tüpler için etkili tüp uzunluğuna karşı entalpi değişiklikleri ve boru çapları $d_i = 1-5$ mm olarak belirlenmiştir. Isı çıkışı arasındaki ısı alışverişi için hacim oranları bu çalışmadaki değiştiriciler ve geleneksel tip denklemler kullanılarak gösterilmiştir. $d_i = 1-2$ mm için hacim oranı sırasıyla %4,3 ve %17 olarak hesaplanmıştır. Bu nedenle, kompakt bir ısı alışverişi olduğu doğrulanmıştır. Bu işlem ince tüpler kullanılarak gerçekleştirilmiştir [26].

Pantaleo (2018) ve arkadaşları çalışmalarında, 3000 kg/h kahve üretim kapasitesine sahip İtalya’da büyük bir kavurma tesisi için kojenerasyon ile organik rankine çevrimi için atık ısı geri kazanımının entegre edilmesi üzerine çalışma yapmışlardır. Kahve kavurma tesisinde ısının büyük miktarının son yakıcılardan atıldığı görülmüştür. Bu kapsamda termal enerji depolama ve organik rankine çevriminin kombine tesisi uygulanmaya çalışılmıştır. Üç

seçenek üzerine çalışma gerçekleştirilmiştir. Bunlar; termal enerji depolamaya bağlı bir organik rankine çevrim motoru ile sıcak baca gazlarından yapılan atıklardan ısı geri kazanımı, türbin çıkış havasının doğrudan ısı geri kazanımı, mevcut modüle entegre ile geri kazanımdır. Mikro gaz türbinlerindeki atık ısılardan organik rankine çevrimi ile ısı geri kazanımı yapılmıştır [27].

Atkins (2011) ve arkadaşları çalışmalarında, süt tozu üretiminde püskürtmeli kurutma ile egzoz havasından ısı geri kazanımı yaparak süt endüstrisine entegre edilmesi üzerine araştırma yapmışlardır. Püskürtmeli kurutmanın egzoz havasına bağlı bir ısı değiştirici modellemesi yapılmış ve pratik olarak ısı geri kazanım potansiyeli belirlenmiştir. Uygun ısı değiştirici seçilerek %21'e varan kazanım elde edildiği görülmüştür. Ancak egzoz havasındaki toz miktarının fazla olması ısı geri kazanımının önüne engel olabileceğini yorumlanmıştır. Çünkü katı partikül miktarının borularda birikmesi verimliliği de etkileyeceği için sürekli bakım yapılması gerektiği düşünülmüştür. Giriş havasının egzoz havası ile ısıtılması üzerine incelemeler yapılmıştır. Eşanjör giriş debisi $26 \text{ m}^3/\text{h}$ ve hız ise $2,5 \text{ m/s}$ 'dir. Egzoz tarafı için debi $76,4 \text{ m}^3/\text{h}$ ve hız ise 4 m/s 'dir. Buna göre modelleme yapılmış ve tek geçişli çapraz akışlı kanatlı borulu eşanjör kullanılmıştır. İç akışlara bakıldığında da $NU = 4,37$ ve dairesel borularda için laminar akışta $Re \geq 2300$, türbülanslı akışta ise $Re \geq 4000$ olarak bulunmuştur. Giriş havasının ön ısıtmasının yapılması sonucunda inek sütünün de çıkış sıcaklığını 47°C olarak bulmuşlardır. Daha sonrasında işlenmemiş sütü ön ısıtma yaparak 30°C yükseldiği görülmüştür. Bu durumda 7525 kW egzozdan ısı geri kazanılmıştır. Bu kazanımın çiğ süt üzerindeki ısıtıcıda 3300 kW olduğu görülmüştür. Bu durumda ön ısıtmadan %21,3 oranında kazanım sağlanmış ve soğutma kulesi ihtiyacını ortadan kaldırmıştır. Ancak ısı geri kazanım verimini arttırmak için egzoz havasının içindeki katı partiküllerin fazla olmasından dolayı tıkanmalar ve kirlenmelerin fazla olacağı düşünülmüştür. Bundan dolayı yerinde temizlik CIP yıkamalar ve bakımlar yapılırsa daha verimli kazanımlar olacağı sonucuna varılmıştır [28].

Chen (2017) ve arkadaşları çalışmalarında, atık ısı geri kazanımının matematiksel bir modeli olan yüksek verimli bir atık ısı geri kazanımı elde etmek için yüzey sıyırma ısı eşanjörünün proses tasarımını gerçekleştirmişlerdir. Hız ve sıcaklığa bağlı olarak davranışlar hesaplanmış ve matematiksel olarak modelleme üzerine çalışılmıştır. Atık ısı geri kazanımının performansı bulamaçtan çıkan akışkanın yüzey sıyırma ısı eşanjöründen biyogaz üretiminin ilk durumunda kantitatif olarak hesaplanmış ve net ham biyogaz

üretimindeki artışın %13,5'in üzerinde olduğu görülmüştür. Sonuç olarak normal borulu eşanjör ile yüzey sıyırma eşanjörün karşılaştırıldığı bu çalışmada, önceki çalışmaya dayalı olarak yüzey sıyırma ısı eşanjörünün matematiksel bir modeli önerilmiş ve doğrulanmıştır. Mühendislik hesaplamaları için yeterli doğrulukta olduğu görülmüştür. Yüzey sıyırma ısı eşanjörü ile %11'in üzerinde geri kazanım elde edildiği görülmüştür. Net sıralı biyogaz üretiminde yaz, ilkbahar, sonbahar ve kış aylarında %13,5 artış sağlayabileceği düşünülmüştür. Sıkıştırılabilir yapıya sahip çamurlardan atık ısı geri kazanımı ile eşanjörlerin yatırımını düşürmenin potansiyel avantajları olduğu sonucuna varılmıştır [29].

Mokkapatı ve Lin (2014) yapmış oldukları çalışmada, eş merkezli borulu ısı değiştiricisinin gazdan sıvıya ısı transfer performansını araştırmışlardır. Bükümlü bant takılı oluklu boru ile motor performansı ve ekonomisi üzerindeki etkisini değerlendirmek için ağır hizmet dizel generatörünün egzozundan 120 kW yükünde ısı geri kazanımı yoluyla çalışma yapılmıştır. Sonuçlara bakıldığında oluklu borulu ısı eşanjöründe ısı transfer hızında artış olduğu görülmüştür. Oluklu borulu uygulamada 2250 gal yakıt tasarrufu sağlanmıştır. Yıllık 11330 \$ yakıt maliyeti ve 1 ay geri ödeme sunulmuştur. Sonuç olarak; bükümlü bant eklentili oluklu borulu ısı eşanjörü, oluklu boru ile karşılaştırıldığında daha fazla ısı transfer oranına sahip olduğu ve önemli ölçüde ısı transfer performansında gelişme gösterdiği görülmüştür. Oluklu borulu ısı eşanjöründe ısı transfer hızı bant eki tek başına oluklu borudan %67 oranında daha fazla olduğu görülmüştür. Düz borulu ısı eşanjörüne aynı bükümlü bant yerleştirilirse, ısı transfer oranı, tek başına tüpünkinden yaklaşık %35,3 daha fazla olduğu görülmüştür. Bükümlü bantın, her bir ürün için 5636,5 gal yakıt tasarrufu sağlayabildiği görülmüştür. Mevcut kurulu ısı geri kazanımından 2266 gal daha fazla ve ayrıca karbon salınım emisyonlarını yıllık 23 tona kadar düşürdüğü sonucuna varılmıştır. Önerilen egzoz ısı geri kazanım sistemi için geri ödeme süresi şu anda kurulu sistem ile karşılaştırıldığında yaklaşık 1-1,5 ay kadar olduğu görülmüştür [30].

Cao (2020) ve arkadaşları çalışmalarında, soğutma uygulamalarındaki açığa çıkan ısıların üzerine incelemelerde bulunmuşlardır. Soğutma sisteminde, soğutucu akışkan yoğuşması ile çok fazla ısı açığa çıkacağı düşünülmüştür. Yoğuşma ısısının kullanılması, kullanım sıcak suyu hazırlama ve endüstriyel sıcak su ihtiyacı için ısı sağlayarak enerji tasarrufu sağlayabilmektedir. Kabuk ve borulu ısı eşanjörü, üç katlı borulu ısı eşanjörü ile karşılaştırıldığında eşzamanlı ısı depolama ve sıcak su hazırlığı sağladığı görülmüştür. Üç katlı borulu ısı eşanjörünün, matematiksel bir modeli, entalpi yöntemi ile oluşturulmuş ve

dinamik özellikler incelenmiştir. Isı transfer sıvısının, giriş sıcaklığı ne kadar yüksekse çıkışta o kadar yüksek sıcaklık olduğu görülmüştür. Sonuç olarak; ısı depolama oranı kademeli olarak artarken ve ısı yayılımı oranı tersine değişerek zaman içinde kademeli olarak azalma eğilimine girmiş, ancak daha sonra sabit bir değere ulaştığı görülmüştür. Hem açığa çıkan ısı hem de emilen ısı, ısı transfer sıvısının akış hızı, kütle akış hızının salınan ısı üzerindeki etkisinden daha belirgin olduğu görülmüştür. Ek olarak, ısı transfer sıvısının akış hızının artırılması 0,02 kg/s ile 0,03 kg/s debide %43'lük bir azalmaya yol açtığı görülmüştür. Isı transfer sıvısının giriş sıcaklığı ne kadar yüksekse, o kadar yüksek sıcaklığa ulaşıldığı görülmüştür. Sekonder devre sıcaklıkları 14 °C'den 26 °C'ye çıkarken, primer devre 21,3 °C'den 19,4 °C'ye düştüğü yani yaklaşık %9 oranında azaldığı görülmüştür [31].

Ma (2017) ve arkadaşları çalışmalarında, atık ısının geri kazanılmasında kullanılan borulu ısı eşanjörünün özelliklerini araştırmak için çelik endüstrisindeki curuf soğutma işleminde ortaya çıkan ısı için atık ısı geri kazanım deney sistemi tasarlamış ve kurmuşlardır. Borulu ısı eşanjörlerini temsil eden ana parametreler deneysel ve teorik olarak araştırılmıştır. Termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları entegre edilerek optimum çalışma koşulları belirlenmiştir. Bu çalışmanın sonuçlarına göre; ısı transfer hızı ve ısı transfer katsayısı, soğuk su debisi arttıkça arttığı ve atık su debisinin akış hızının sabit olduğu görülmüştür. Etkinlik değişkenlik gösterdiğinde, etkinlik geçiş sayısı (NTU) ile doğrusal olduğu, 0,0846 ile 0,1921 arasında ve ilişki şu şekilde ifade edilmiştir: $\varepsilon = 0,84425NTU + 0,0018$. Etkinlik artarken ekserji verimi düştükçe atık su kütle akış hızı artmış ve soğuk kütle akış hızının sabit kaldığı görülmüştür. Ekserji verimliliği ve etkinliğinin kesişme noktası, ısı eşanjörünün optimum atık su kütle akış oranını vermiştir. Atık ve soğuk su kütle akış oranları 1,40 olarak sabitlenmiştir. Bu sonuçlar, enerji verimliliğini artırmak için, ısıtılmış tatlı su, konut suyu veya düşük sıcaklıkta elektrik üretimi için kullanılabileceği belirtilmiştir [32].

Biçer (2020) ve arkadaşları çalışmalarında, kabuk tarafı basıncını önemli ölçüde azaltmak için yeni ve yenilikçi bir bölme tasarımı önermişlerdir. Termal performanstan ödün vermeden simüle etmek için HAD analizi yapılmış ve ön hazırlık için çeşitli bölme şekillerini araştırmak için kabuk tarafındaki 3 boyutlu türbülanslı akış alanı görselleştirilmiştir. Simülasyon sonuçları, sözde üç bölgeli bir kısmın daha üstün olabileceğini göstermiştir. Daha sonra tasarım parametrelerinin tanımlanmıştır. Optimum için aday tasarım konfigürasyonlarını belirlemek için Baffle ve Taguchi yöntemi kullanılmıştır. Yeni bölme konfigürasyonu ile kabuk ve borulu ısı değiştirici optimize

edilmiştir. Üç bölmeli ısı eşanjörünün ısıl performansı biraz iyileştirilirken, kabuk tarafı basınç düşüşü, geleneksel bölmeli borulu ısı eşanjörüne kıyasla önemli ölçüde azaldığı görülmüştür. Kabuk tarafı basıncı sıcaklık farkında %7'ye varan bir artışla birlikte kaybın %49 oranında azaldığı görülmüştür. Ayrıca, üç bölmeli optimize edilmiş STHE'nin HAD analizleri, spesifik sınır koşulları ve sonuçlar aynı koşullar altında elde edilen deneysel veriler ile doğrulanmıştır. Sonuç olarak, ısı transfer oranı için %7,3 artış ve basınç düşüşü için %7,6 azalış görülmüştür. Üç bölmenin de geliştiği sonucuna varılmıştır [33].

Kallannavar (2020) ve arkadaşları çalışmalarında, endüstriyel tesislerdeki ısı transferi üzerine incelemelerde bulunmuşlardır. Verimli bir sistem elde etmek için tasarlanan sistemlerde kabuk ve tüp tipi ısı eşanjörleri en çok kullanılan ısı değiştiricilerdir. Kabuk ve borulu ısı değiştiricinin tasarımı, termal tasarım ve basınç düşüşü arasında dengeli bir yaklaşım gerektirdiği görülmüştür. Oysa kabuk ve borulu ısı eşanjörleri çoğu zaman uygulamalara göre ısı transferi ve basınç düşüşü arasında ödün verilerek tasarlanmıştır. Bu nedenle, ısı eşanjörü tasarımını optimize etmek çok önemlidir. Kabuk ve boru ısısının analizinde eşanjörler iki bölüme ayrılmıştır. Bunlar, kabuk tarafı analizi ve tüp tarafı analizidir. Kabuk tarafı analizinde yer alan birçok parametre nedeniyle karmaşıktır ve tüp yerleşimi anahtar noktalardan ve parametrelerden biri olduğu görülmüştür. Bu çalışmada, tüp düzenlerinin performans üzerindeki etkisini anlamak için bir girişimde bulunulmuştur. Sonuç olarak ters akışlı ısı eşanjörlerinin paralel akışlılara göre 0,024 kg/s akış ve 45° boru hattında %26,7 oranında daha verimli olduğu görülmüştür. Ayrıca ısı transfer oranı için 30° tüp yerleşiminin daha verimli olduğu sonucuna varılmıştır [34].

Jian (2021) ve arkadaşları çalışmalarında, etkileri incelemek için ısı eşanjörü ile endüstriyel ölçekte bir deney gerçekleştirmişlerdir. Spiral sargılı ısı eşanjörünün boru tarafı ısı transferi, akış özellikleri ve çalışma koşulları üzerine incelemeler yapılmıştır. Deneysel sonuçlar, sarım açısının artmasıyla boru tarafındaki ısısının artan ikincil akış ve biraz daha yüksek hız nedeniyle ısı transfer katsayısının da arttığı görülmüştür. Tüm ısı eşanjörünün kompaktlığı, katman ve tüp aralığının varyasyonlarına göre değişmektedir. Katman ve tüp aralığı azalır, kabuk tarafındaki akış kanalı daralması boru tarafındaki ısı transferinin bozulmasına neden olmuştur. Sürtünme faktörlerinin, farklı türbülans durumları nedeniyle sarım açısı azaldığında azaldığı görülmüştür. Çalışma koşulunun bir parametresi olarak tüp tarafındaki giriş sıcaklığı ısı transferini olumsuz bir şekilde etkilemiştir. Deneysel verilere dayanarak, Nusselt sayısının korelasyonları ve sürtünme faktörü geliştirilmiştir [35].

Nunez ve Gonzalez (2020) yapmış oldukları çalışmada, en uygun türbülans destekleyicisinin seçimi için alternatif bir yaklaşım sunmuşlardır. Borulu ısı eşanjörlerinde ısı transferinin yoğunlaştırılması için incelemelerde bulunulmuştur. Yaklaşım, termal ve hidrolik uzunlukları kullanılabilir bir ısı eşanjöründe iki ana tasarım amacına göre belirlenen ısı transferini artırmak ve basınç düşümünü azaltmak için tasarımlarda bulunulmuştur. Grafik şeklindeki eşanjör boyutu cihazı tanımlamak için üretilmiştir. Basınç düşüşünün getirdiği kısıtlamalar dahilinde daha küçük ekipman boyutlarıyla sonuçlanmıştır. Uzunluk grafikleri ısı görevi, basınç gibi sabit tasarım özellikleri altında çeşitli türbülans destekleyicileri için üretilmiştir. Sonuçlar, 25 farklı türbülans türünden en düşük basınç düşüşü ile en büyük ısı transferi geliştirmesini sergileyenler, V-kesim bükümlü bant, kare kesimli bükümlü bant ve orta kanatlı düz bant olduğu belirtilmiştir. Kullanımı, pratik bir ısı eşanjörü tasarımında ısı transferini kontrol etmek ve iyileştirmek için analiz edilmiştir [36].

Bu tez çalışması kapsamında püskürtmeli kurutma sistemleri, süt tozu uygulamaları, absorpsiyonlu soğutma çevrimi ve gıda endüstrisindeki ısı geri kazanım uygulamaları detaylı bir şekilde incelenmiştir. Bu incelemelerde gıda endüstrisindeki çeşitli uygulamalarda fazlaca enerji açığa çıktığı ve direkt atmosfere bırakıldığı fark edilmiştir. Böylece tasarlanan sistem ile püskürtmeli kurutucunun atık ısısından absorpsiyonlu soğutma ve yeni nesil borulu eşanjör yardımı ile giriş havasının ön ısıtması için çift kademeli ısı geri kazanım prosesi tasarlanmış ve analiz edilmiştir. Sistemde kullanılacak eşanjörde standart düz borular yerine helisel sarmallı borular kullanılarak ısı transfer etkinliği artırılıp, boru alanından tasarruf edilmesi amaçlanmıştır. Tasarlanan ve geliştirilen bu model ile püskürtmeli kurutma sistemlerindeki atık ısıdan optimum seviyede yararlanılması hedeflenmiştir.

3. TEORİK ANALİZ

Bir eşanjör tasarımı yaparken, kullanılacak akışkanların cinsinin, sıcaklıklarının ve debilerinin bilinmesi gerekmektedir. Ancak bu doğrultuda doğru bir hesaplama yapılabilir. Eşanjör tasarımında iki kural çok önemlidir. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (LOSF) ve etkinlik bağıntısıdır (NTU). Gövde borulu ısı değiştirici tasarımı yapılırken ilk önce akışkanların cinsine bakılır. Su / su, buhar / su gibi uygulamalar olabilir. Akışkanların giriş çıkış sıcaklıkları, debileri ve akışkan parametreleri göre;

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 c_{p,1}(T_{1,g} - T_{2,\zeta}) = \dot{m}_2 c_{p,2}(T_{1,\zeta} - T_{2,g}) \quad (\text{sıvı için}) \quad 3.1$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 h_{sb} \quad (\text{buhar için}) \quad 3.2$$

Bu denklemde $\dot{m}_1$ geçen akışkanın debisi (kg/s), c_p sabit basınçta özgül ısı (kJ/kg°C), h_{sb} entalpi (kJ/kg°C) farkıdır. Aşağıda verilen denklem ile eşanjör kapasitesi hesaplanabilir.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \cdot F \quad 3.3$$

Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (LOSF)

Bu sıcaklık farkı uygulanacak görevin zorluğu ve eşanjör boyutları hakkında bilgi vermektedir. Çünkü iki akışkan arasındaki sıcaklık farkı ne kadar yakınsa bu uygulama için gerekli ısı transfer alanı o doğrultuda fazla olacaktır. Verimli bir akışkanın ısısından en yüksek seviyede faydalanıp yine verimli bir akışkan elde etmek oldukça zordur. $\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T$ denkleminde görüldüğü gibi kapasite, ısı transfer katsayısı ve alan bilindiğinde ΔT bulunabilir. Bunun yanında ısı transferinin yapılacağı iki akışkanın giriş çıkış sıcaklıklarının logaritmik ortalama sıcaklık farkı aşağıdaki denklem yardımı ile hesaplanabilir.

$$LMTD = \frac{(T_{1,g} - T_{2,\zeta}) - (T_{1,\zeta} - T_{2,g})}{\ln(T_{1,g} - T_{2,\zeta}) / (T_{1,\zeta} - T_{2,g})} \quad 3.4$$

Reynolds, Prandtl, Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı [37];

$$Re = (V \cdot D) / \nu \quad 3.5$$

$$Pr = \nu / a \quad 3.6$$

$$Nu_{1,turb} = \left(\frac{f}{2} \cdot Re \cdot Pr\right) * (1.07 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)) \quad 3.7$$

$$f = \frac{1}{(1.58 \cdot Re - 3.28)^2} \quad 3.8$$

Gövde tarafı için ısı taşınım katsayısı [37, 38];

$$Nu = f_{A,üçgen} \cdot Nu_{1,0} \text{ eşitliği ile hesaplanır.} \quad 3.9$$

$$f = 1 + \frac{2}{3b} \quad 3.10$$

$$Nu_{1,0} = 0.3 + \sqrt{Nu_{1,lam}^2 + Nu_{1,turb}^2} \quad 3.11$$

$$Re_{\psi,1} = Re_{\psi,1} / \psi \quad 3.12$$

$$Nu_{1,lam} = 0.664 \cdot \sqrt{Re_{\psi,1}} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad 3.13$$

$$Nu_{1,turb} = \frac{(0.037 \cdot Re_{\psi,1}^{0.8} \cdot Pr)}{1 + 2.443 \cdot Re_{\psi,1}^{-0.1} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad 3.14$$

şeklinde hesaplanır. Bu eşitlik de ki a, b ve ψ değerleri s_1 ve s_2 sırasıyla akış doğrultusuna dik borular arası açıklık, akış doğrultusundaki borular arası açıklık, d_0 boru dış çapı olma üzere [39];

$$a = \frac{s_1}{d_0}, \quad b = \frac{s_2}{d_0}, \quad \psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} \quad 3.15$$

Gövde tarafındaki Nu sayısı [40],

$$Nu_{0,gövde} = f_R + Nu_{0,boru\ demeti} \quad 3.16$$

Literatürde F düzeltme katsayısı [40],

$$f_R = f_G \cdot f_L \cdot f_B \quad 3.17$$

$$f_G = 1 - R_G + 0.524 - R^{0,32}_G \quad 3.18$$

$$f_L = (0,4 \cdot \frac{A_t}{A_{SG}}) + (1 - 0,4 \cdot \frac{A_t}{A_{SG}}) \cdot \exp(-1,5 \cdot R_L) \quad 3.19$$

$$f_B: \exp(-1,35 \cdot R_{BL}) \quad 3.20$$

$$R_G = \frac{n_w}{n} \quad 3.21$$

$$A_{t/p} = \left(n - \frac{n_w}{2}\right) * \frac{\pi(d_B^2 - d_0^2)}{4}, \quad \gamma = 2 \cdot \cos^{-1} \left(1 - 2 \cdot \frac{H}{D_1}\right) \quad 3.22$$

$$A_{s/b} = \left(\frac{\pi}{4}\right) * (D_i^2 - D_1^2), \quad A_{SG} = A_{t/p} + A_{s/b} \quad 3.23$$

$$e = s_1 - d_0, \quad e_1 = (D_i - D_B)/2, \quad Re_L = A_{SG} / A_E \quad 3.24$$

$$A_E = S \cdot L_E, \quad L_E = 2 \cdot e_1 + \sum e \quad 3.25$$

$$R_B = A_B / A_E \quad 3.26$$

şeklinde hesaplanır. Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı,

$$Nu = (h_2 * D_e) / k \quad 3.27$$

Toplam ısı geçiş katsayısı ise,

$$K = 1 / \left[\left(\frac{D_{dış}}{D_{iç} * h_1} \right) + \left(\frac{D_{dış}}{2 \cdot k_m} * \ln \frac{D_{dış}}{D_{iç}} \right) + \frac{1}{h_2} \right] \quad 3.28$$

Düzeltilmiş ısı geçiş katsayısı ise [41],

$$K_D = 1 / ((1 + K \cdot r_f) / K) \quad 3.29$$

Isı değiştiricideki toplam boru uzunluğu [41],

$$L = A / (\pi \cdot n \cdot d_{iç}) \quad 3.30$$

Borulardaki basınç kaybı,

$$\Delta P_1 = (f_1 \cdot L / d_{iç}) \cdot \rho \cdot (V^2 / 2) \quad 3.31$$

Isı transfer katsayısı, transfer edilecek ısıнын ne kadar sürede ve verimlilikte yapılacağı konusunda bilgi verdiği için oldukça önemlidir. Bu değer uygulanacak prosesin ne kadar alanla çözüleceğini ve eşanjör verimliliğini belirler. Bu kapsamda ısı transfer katsayısı aşağıdaki formülle hesaplanabilir.

$$U \cdot A = \dot{Q} / (\Delta T_m \cdot F) \quad 3.32$$

Etkenlik Geçiş Sayısı (NTU)

Sıcak akışkandan soğuk akışkana geçen ısı transfer miktarıdır. ε boyutsuz ısı değiştirici verimliliğidir ve etkenlik geçiş birim katsayısı (NTU), ısı kapasite oranlarına (C^*), akış düzenine bağlıdır. ε , ısı değiştiricilerin termal performansının ölçütüdür ve sıcak akışkandan soğuk olana gerçekleşen ısı transfer miktarının, termodinamiğe göre maksimum ısı transfer miktarına oranıdır [42].

$$\varepsilon = \dot{Q}_1 / \dot{Q}_{\max} \quad 3.33$$

Soğuyan akışkanın özgül ısısının minimumu $C_{\min} = \dot{m}_s \cdot c_{p,s}$, maksimumu $C_{\max} = \dot{m}_r \cdot c_{p,r}$ denklemleri ile hesaplanır. Bu doğrultuda transfer edilen maksimum ısı oranı,

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{s,g} - T_{r,g}) \quad 3.34$$

Etkinlik katsayısı ise [42],

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad 3.35$$

Etkinlik geçiş birimi sayısı (NTU) yöntem oranını,

$$NTU = U.A / C_{\min} \quad 3.36$$

Isı eşanjörlerinin etkinlik bağlantısı akış şekillerine göre değişmektedir. Paralel ve zıt akışlar için etkinlik geçiş birim sayısı (NTU) bağlantıları Çizelge 3.1’de verilmiştir [42].

Çizelge 3.1. Akışa göre eşanjör etkinliği ve NTU bağlantıları

Isı eşanjörü akış düzeni	Isı eşanjörü etkinlik bağlantısı	Etkinlik geçiş sayısı (NTU)
Paralel akış	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Zıt akış	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$	$NTU = \frac{1}{1 - c} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1}\right)$

Sprey kurutucunun sistemindeki atık havadan ısı geri kazanımı termodinamiğin birinci kanununa göre yapılmıştır. Bundan dolayı akışkanların giriş çıkış sıcaklıkları, debileri ve yoğunlukları hesaplamalarda önemli değere sahiptir. Amonyak-su eriyiği için çevrim denklemlerini yazacak olursak, generatör de ısı geri kazanımı enerji dengesi yazılarak hesaplanır;

$$\sum E_g = \sum E_{\dot{c}}$$

$$\dot{m}_{\text{atık ısı}} * C_{\text{hava}} * (T_{\text{giriş}} - T_{\text{çıkış}}) = \dot{m}_{\text{amonyak-su}} * C_{\text{amonyak-su}} * (T_{\text{çıkış}} - T_{\text{giriş}}) \quad 3.37$$

Kondenser de enerji dengesi yazılırsa;

$$\sum E_g = \sum E_{\dot{c}}$$

$$\dot{m}_{\text{taze hava}} * c_{\text{hava}} * (T_{\text{çıkış}} - T_{\text{giriş}}) = \dot{m}_{\text{amonyak}} * (h_{\text{giriş}} - h_{\text{çıkış}}) \quad 3.38$$

Normal şartlar ve ön ısıtma sonucunda gereken güçler [43, 44];

$$\dot{Q}_{\text{normal şartlar}} = \dot{m}_{\text{taze hava}} * c_{\text{hava}} * (T_{\text{çıkış}} - T_{\text{giriş}}) \quad 3.39$$

$$\dot{Q}_{\text{ön ısıtma}} = \dot{m}_{\text{taze hava}} * c_{\text{hava}} * (T_{\text{çıkış}} - T_{\text{giriş}}) \quad 3.40$$

Kondenser [43];

$$\dot{Q}_{\text{kondenser}} = (h_2 - h_1) * \dot{m} \quad 3.41$$

Evaporatör [43];

$$\dot{Q}_{\text{evaporatör}} = (h_4 - h_3) * \dot{m} \quad 3.42$$

Absorber [44];

$$\dot{Q}_{\text{absorber}} = f * h_5 - (f - 1) * h_7 - h_4 \quad 3.43$$

Generatör [44];

$$\dot{Q}_{\text{generatör}} = (f - 1) * h_{10} + h_1 - f * h_9 \quad 3.44$$

Dolaşım oranı ise [45];

$$f = \text{Zengin eriyik} / \text{Soğutucu akışkan debisi} \quad 3.45$$

$$f = x_f / (x_z - x_f) \quad 3.46$$

Soğutma performans katsayısı ($\text{COP}_{\text{soğutma}}$);

$$\text{COP}_{\text{soğutma}} = (\dot{Q}_{\text{evaporatör}}) / (\dot{Q}_{\text{generatör}}) \quad 3.47$$

İdeal soğutma performansı ($COP_{C,S}$) [46];

$$COP_{C,S} = \left[\frac{T_E * (T_G - T_A)}{T_G * (T_A - T_E)} \right] \quad 3.48$$

Isıtma performans katsayısı ($COP_{Isıtma}$);

$$COP_{Isıtma} = (\dot{Q}_{kondenser} + \dot{Q}_{absorber}) / (\dot{Q}_{generator}) \quad 3.49$$

İdeal ısıtma performansı ($COP_{C,I}$) [46];

$$COP_{C,I} = \left[\frac{T_G - T_A}{T_G} \right] * \left[\frac{T_K}{T_K - T_E} \right] \quad 3.50$$

Soğutma verimliliği ($\eta_{soğutma}$) [47];

$$\eta_{soğutma} = COP_{soğutma} / COP_{C,S} \quad 3.51$$

Isıtma verimliliği ($\eta_{Isıtma}$) [47];

$$\eta_{Isıtma} = COP_{Isıtma} / COP_{C,I} \quad 3.52$$

Enerji kaynaklı CO_2 emisyonunun hesaplanması aşağıdaki denklem yardımı ile yapılır [48];

$$CO_2 \text{ emisyonu} = \sum_{k=1}^n (FV_k * NKD_k * EF_k * (1 - BO)_k * YF_k) \quad 3.53$$

Elde edilen tasarruf;

$$\dot{Q}_{tasarruf} = \dot{Q}_{normal \text{ şartlar}} - \dot{Q}_{ön ısıtma} \quad 3.54$$

Tasarımı yapılan sistem verimliliği ise;

$$\eta_{sistem} = \dot{Q}_{ön ısıtma} / \dot{Q}_{normal \text{ şartlar}} \quad 3.55$$

Tasarruf edilen doğalgaz;

$$\dot{V}_{\text{tasarruf}} = \dot{Q}_{\text{tasarruf}} / H_a \quad 3.56$$

Elde edilen enerji tasarrufu sonucunda engellenen CO₂ salınımı ise;

$$Q_{\text{engel olunan,CO}_2} = Q_{\text{normal şartlar,CO}_2} - Q_{\text{ön ısıtma,CO}_2} \quad 3.57$$

denklemleri ile hesaplanabilir. İlgili formüller yardımı ile tasarımı sunulan sistemin ve çevrimin verimlilikleri hesaplanmıştır. Ayrıca bu verimliliklerin karbon salınımı üzerine etkileri de incelenmiştir. Sistem tasarımında kullanılan formüller;

Generatör NH₃ ve H₂O karışımının sıcaklık ve basıncını yükseltip kaynama değeri farklı olan akışkanların ayrışmasını sağlar. Bu doğrultuda generatör tarafından verilmesi gereken güç [43, 44];

$$\dot{Q}_{\text{generatör}} = (m_1 * h_1) + (m_8 * h_8) - (m_7 * h_7) \quad 3.58$$

Akışkanların konsantrasyon değerlerine göre;

$$m_7 = m_1 + m_8 \quad 3.59$$

$$(m_7 * x_7) = (m_1 * x_1) + (m_8 * x_8) \quad 3.60$$

Kondenser de akışkan soğutularak yoğunlaşma sağlanır. Bu doğrultuda atılan ısı gücü [43];

$$\dot{Q}_{\text{kondenser}} = (m_1 * h_1) - (m_2 * h_2) \quad 3.61$$

$$m_1 = m_2 \quad 3.62$$

$$x_1 = x_2 \quad 3.63$$

Kondenser, kısılma vanası ve evaporatör arası ise [43];

$$m_2 = m_3 \quad 3.64$$

$$x_2 = x_3 \quad 3.65$$

$$h_2 = h_3 \quad 3.66$$

Evaporatör de düşük basınçtaki akışkan çevresinden ısı alarak gazlaşır. Bu doğrultuda evaporatör gücü ise [43];

$$\dot{Q}_{\text{evaporatör}} = (m_4 * h_4) - (m_3 * h_3) \quad 3.67$$

$$m_3 = m_4 \quad 3.68$$

Absorberde, NH_3 su tarafından emilir. Soğutucu akışkan evaporatörden çıktıktan sonra absorbere girer ve suya absorbe edilir. Absorberden atılan ısının hesaplanması ve kütleli debi eşitliği ise [44];

$$m_5 = m_4 + m_{10} \quad 3.69$$

$$(m_5 * x_5) = (m_4 * x_4) + (m_{10} * x_{10}) \quad 3.70$$

$$\dot{Q}_{\text{absorber}} = (m_4 * h_4) + (m_{10} * h_{10}) - (m_5 * h_5) \quad 3.71$$

Absorber ve ısı değiştirici arası ise [44];

$$m_9 = m_{10} \quad 3.72$$

$$x_9 = x_{10} \quad 3.73$$

$$h_9 = h_{10} \quad 3.74$$

Generatör tarafından absorbere giren eriyiğin sıcaklığı yüksektir. Bundan dolayı ısı değiştirici kullanılarak fakir eriyiğe ısı transferi olur. Bu kapsamda [44];

$$m_6 = m_7 \quad 3.75$$

$$x_6 = x_7 \quad 3.76$$

$$m_8 = m_9 \quad 3.77$$

$$x_8 = x_9 \quad 3.78$$

$$\dot{Q}_{\text{ısı değiştirici-primer}} = (m_6 * h_6) + (m_8 * h_8) \quad 3.79$$

$$\dot{Q}_{\text{ısı değiştirici-sekonder}} = (m_7 * h_7) + (m_9 * h_9) \quad 3.80$$

$$m_z * (h_{10} - h_8) = m_f * (h_9 - h_6) \quad 3.81$$

Normal şartlar için yakıt tüketimi hesabı yaparsak;

$$\dot{Q}_{\text{normal şartlar,yakıt tüketimi}} = (\dot{Q}_{\text{normal şartlar}} / H_a) * 24 \text{ h/gün} * 365 \text{ gün/yıl} \quad 3.82$$

Tasarımı yapılan sistem için yakıt tüketimi hesabı yaparsak;

$$\dot{Q}_{\text{ön ısıtma,yakıt tüketimi}} = (\dot{Q}_{\text{ön ısıtma}} / H_a) * 24 \text{ h/gün} * 365 \text{ gün/yıl} \quad 3.83$$

4. ISI EŞANJÖRLERİ ve ISI GERİ KAZANIMI

Eşanjör, temelde iki farklı akışkanın birbirine karışmadan birbirleri arasında ısı transferi yapmasını sağlayan bir cihazdır. Eşanjörün en önemli özelliği ise sıvı ya da gaz halindeki bu iki akışkanın arasında gerçekleşen ısı transferini optimum verimlilikte ve kompakt bir şekilde gerçekleştirmesidir. Genellikle eşanjörlerin içinde kullanılan plaka, boru ya da başka ısı transfer yüzeyleri akışkanların birbirine karışmasını engellerken aynı zamanda sıcak akışkandan soğuk akışkana da ısının aktarılmasını sağlar. Bu ısı değişimi ısıtma, soğutma ya da eş zamanlı olarak iki yönlü olabilir [49].

Bütün ısı transfer uygulamalarında olduğu gibi ısı değiştiricilerde de akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı arttıkça ısı transfer miktarı bu doğrultuda artmaktadır. Çoğu uygulamada ısı transferi ve verimlilik artırılmak istenmektedir. Bunun için birçok yöntem vardır. Yüzeylere kanatçık eklenmesi, boru içinde ve plaka yüzeylerindeki türbülansın artırılması ve akışkanların özelliklerinin değiştirilmesi gibi yöntemler mevcuttur [50]. Ancak bu uygulamaların yanında kirlilik faktörü ve eşanjörlerdeki basınç kayıpları, eşanjörlerin seçim kriterleri ve optimum seviyede ısı transferini sağlayabilmek için yapılacak uygulamalar önemlidir.

Yapısal olarak sınıflandırıldığında plakalı, borulu ve lehimli tipleri bulunan eşanjörlerin kullanım alanları ise oldukça geniştir. İklimlendirme sistemleri, proses, petrokimya, enerji santralleri, gemi inşa, ilaç, gıda, eloksal tesisleri, döküm, alüminyum ve kağıt endüstrileri eşanjörlerin kullanıldığı çok sayıda uygulamalardan bir kaçıdır. Isıtma ya da soğutma ihtiyacı duyulan hemen her türlü sanayide veya endüstriyel tesislerde kullanılan eşanjörler gündelik hayatımızda araba radyatörleri, kombiler ve klimalar gibi cihazların içerisinde de karşımıza çıkmaktadır.

Eşanjörlerin sınıflandırılmasında ısı transfer seçenekleri, akış özellikleri, uygulanacak prosesler ve yüzey yoğunlukları çok önemli yer kaplamaktadır. Endüstriyel tip eşanjörler aşağıdaki etkenlere göre sınıflandırılır [51, 52].

- Konstrüksiyon
- Isı transfer prosesi
- Yüzey yoğunluğu
- Akış çeşitliliği
- Isı transfer düzeneği
- Geçiş çeşitliliği
- Akışkan fazları



4.1. Konstrüksiyona Göre Isı Eşanjörlerinin Sınıflandırılması

4.1.1. Borulu eşanjörler

Borulu eşanjörler, ısı değiştiricilerin bir üyesidir. Daha doğrusu eşanjör tasarımında kullanılan sınıflandırmalardan birisidir. Adını tasarımında kullanılan borulardan almaktadır. Silindirik veya daire şeklindeki bir gövde ile bu gövde içerisine yerleştirilmiş dizayna göre değişen çaplara sahip borulardan oluşmaktadır. Çalışma sıcaklıklarına, basıncına ve kullanılan akışkan kimyasal özelliklerine göre boruların uzunlukları ve et kalınlıkları hesaplanabilir. Borulu eşanjörler; petrol rafinerileri, ağır endüstriyel ve kimyasal prosesler başta olmak üzere yaygın bir şekilde kullanılmaktadır [53]. Borulu eşanjörlerde dairesel, girdaplı ve helisel sarmallı borular kullanılmaktadır. Dairesel ve helisel sarmallı borular yüksek ısı transfer katsayısı ve basınç gereken uygulamalarda tercih edilmektedir. Borulu eşanjörlerde ısı transfer alanı ve yüzeyi borulardan oluşur. Farklı sıcaklıklarda sıvı veya gaz gibi iki farklı akışkan eşanjörlerde plaka veya boru boyunca akar, biri içerdeki borulardan akarken diğeri dıştaki büyük çaplı boru boyunca akmaya devam eder. Isı, kullanılan akışkan gövde sayesinde borulara çapraz veya paralel olarak akmaktadır. Bu yüzden akışkanlar arasındaki ısı transferi boruların yüzeyinde gerçekleşir [54, 55]. Borulu eşanjörlerde kendi içinde [56];

Tasarıma göre;

- ◆ U borulu eşanjör
- ◆ Düz borulu eşanjör

Uygulamaya göre;

- ◆ Gövde borulu eşanjörler
- ◆ Çift borulu eşanjörler
- ◆ Spiral borulu eşanjörler

Gıda endüstrisindeki uygulamaya göre;

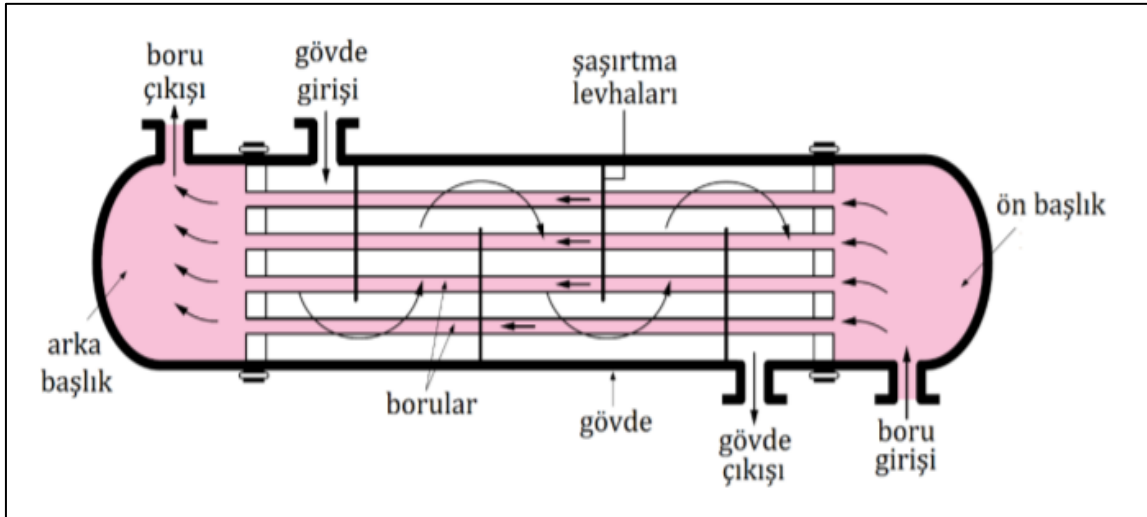
- ◆ Çok borulu tek geçişli
- ◆ Tek borulu tek geçişli
- ◆ 4 borulu yüksek basınçlı ısı eşanjörü

Borulu eşanjörler de kendi içinde 3'e ayrılır.

- Gövde borulu eşanjörler,
- Çift borulu eşanjörler,
- Spiral borulu eşanjörler.

Gövde borulu eşanjörler

Gıda tesislerinde ve endüstriyel proseslerde en çok tercih edilen ve kullanılan eşanjör modelidir. Kullanımının yaygın olmasından dolayı tüm eşanjör modelleri arasında %60 oranının büyük bir paya sahiptir. Bu tip eşanjörler, büyük silindir veya daire şeklindeki gövde içerisine birbirlerine paralel olacak şekilde yerleştirilmiş borulardan oluşmaktadır. Şekil 4.1'de gövde borulu bir eşanjör verilmiştir [57].



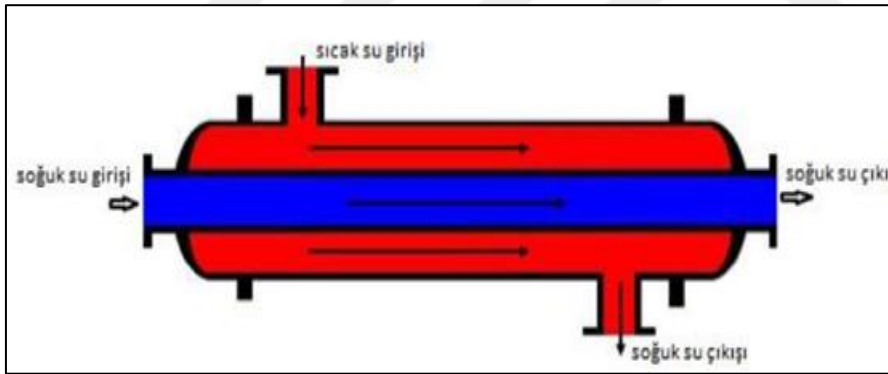
Şekil 4.1. Gövde borulu eşanjörler

Gövde borulu eşanjörlerin çalışma prensibi

Akışkanlardan herhangi biri boru içerisinde akarken, ikinci akışkan gövde tarafından borulara çapraz veya paralel olacak şekilde akmaktadır. Bu tip eşanjörleri oluşturan en önemli elemanlar; borular (dairesel, helisel sarmallı vb.), gövde (silindir, daire), iki taraftaki kafalar, boruların bağlantısının yapıldığı ön, arka ayna ile gövdelerin içinde akışı yönlendiren levha ve destek çubuklarıdır. Isıl işlem, basınç kayıpları, çalışma basıncı, borularda veya plakalarda kirlilik, tasarımı ve tutarı, temizlenme sorununa göre çeşitli gövde ve boru tarafı akış düzenlemeleri kullanılmaktadır [58, 59].

Çift borulu eşanjörler

Çift borulu eşanjörler uygulaması en kolay ve basit eşanjörlerdir. Herhangi bir boru kendinden olabildiğince büyük çaplı bir diğer boru içerisine yerleştirilmesi ve ikinci akışkanın geçmesinin sağlanması sonucu elde edilir. Şekil 4.2’de ki gibidir [60].



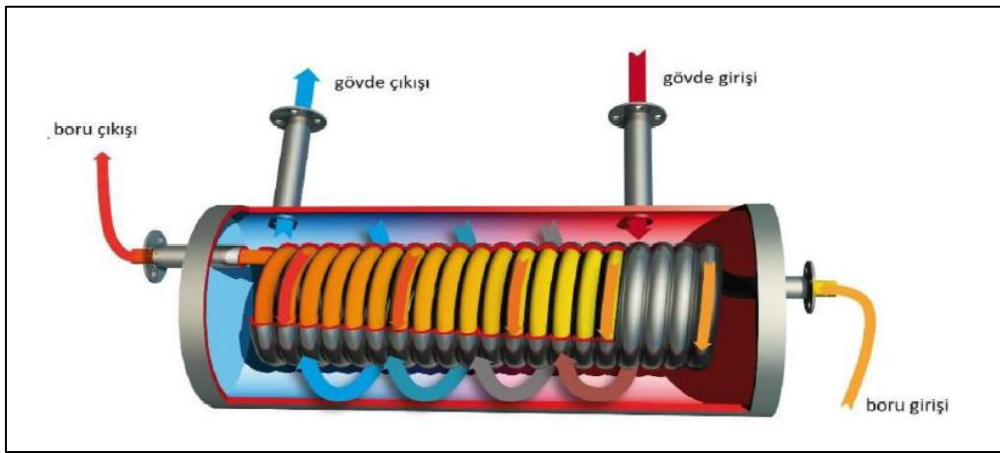
Şekil 4.2. Çift borulu eşanjör

Çift borulu eşanjör çalışma prensibi

İç içe geçmiş borulardan oluşan bu tip eşanjörlerde, akışkanlardan herhangi biri içerdeki boru yüzeyinde akarken, diğer akışkan dışardaki borunun yüzeyinde akar. Bu tip eşanjörlerde, istenilen basınç kayıpları ve sıcaklık yaklaşım ihtiyaçlarını karşılayabilmek için çeşitli seri ve paralel tasarımlar düzenlenebilir. İçerdeki boru tek veya çok sayıda olabilir. Ancak halkadaki ısı transfer katsayısı düşükse eksenel yapıda kanatçıklara sahip borular kullanılmaktadır [61].

Spiral borulu eşanjörler

Bir gövde içerisine spiral şeklinde sarılarak yerleştirilmiş çok sayıda borulardan oluşur. Düz boruya kıyasla daha yüksek ısı transfer katsayısına sahip olduğu için spiral sarılmış borular tercih edilmektedir. Yaygın bir şekilde havuz, soğutma uygulamaları ve sıcaklık kontrolü gereken proseslerde kullanılmaktadır. Helisel sarmallı boruların bağlantı çapları ve ısı transfer alanları kullanılacağı prosese göre değişmekte ve uygun bir şekilde seçilebilmektedir. Örnek bir spiral borulu eşanjör Şekil 4.3’de verilmiştir [62].

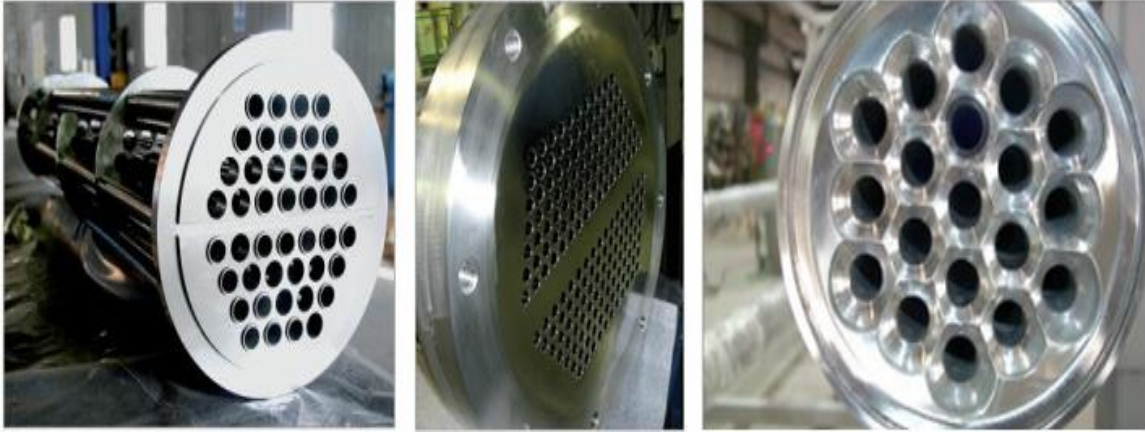


Şekil 4.3. Spiral borulu eşanjör

Bu tip eşanjörlerin spiral şeklinde sarılmış boruların dış yüzeyleri ve gövde içleri kolay bir şekilde temizlenmektedir. Ancak boruların iç yüzeyleri dış yüzeylere kıyasla basit bir şekilde temizlenemez. Bu model eşanjörlerde gövde tarafındaki akışkanların debi ve hızlarının küçük olması, ısı kapasitelerinin de küçük olmasına neden olmaktadır [63].

Hijyenik borulu eşanjörler

Çoğunlukla hijyenik uygulamaların yoğun olduğu kimya ve gıda sektörlerinde yapılan işlemler yüksek sıcaklık ve basınç altında gerçekleştirilir. Bu uygulamalarda 180 °C sıcaklıkların üzerine çıkıldığı için plakalı eşanjörlerin contaları bu sıcaklık ve basınç değerlerine dayanmamaktadır. Bu gibi uygulamalar tamamen paslanmaz ve sökülebilir borularla sağlanabilir. Hijyenik borulu eşanjörlerle 350 °C'lere kadar çıkılabilmektedir. [22]. Ürünün akış rejiminin pürüzsüz ve optimum seviyede olabilmesi için yapılacak kaynak teknolojisi çok önemlidir. Örnek eşanjör resimlerini Şekil 4.4’de verilmiştir [64, 65].



Şekil 4.4. Hijyenik borulu eşanjörler

Hijyenik uygulamalar sağlık açısından önem arz ettiği için bu tür kaynaklar sertifikaya sahip elemanlar tarafından gerçekleştirilir. Kalite kontrol ve arge mühendislerinin incelemeleriyle kontrol edilir. Gıda uygulamalarında kullanılacak gıdanın cinsi, debisi ve uygulanacak proses tasarım ve üretim kısmında önemlidir.

Yüksek sıcaklık ve basınç gerektiren uygulamalarda kullanılacak olan malzemenin kalınlıkları ve yapılan kaynaklar önemli bir yere sahiptir. Bu kapsamda hiçbir eşanjör üretimi bittikten sonra kullanılacağı basınç altında test yapılmadan prosese bağlanmamalıdır [66].

Borulu eşanjörlerde kullanılan malzemeler

- Türbülans ve ısı transferini artırmak için düz ve U tip borular,
- Dış gövde (sac malzemedenden veya borulardan yapılır),
- Aynalar,
- Kullanılan akışkanı yönlendirmeye yarayan yön değiştirme perdesi,
- Gövde tarafında kullanılan akışkanın hareketlerini kontrol eden nozullar,
- Ayna ve kafaların bağlanmasını sağlayan flanşlar,
- Herhangi bir kaide üzerine eşanjörün montajını sağlayabilecek taşıyıcı ayaklar,
- Eşanjör dış yüzeylerinden, ısı kaybını önleyen izolasyon sistemi.

Borulu eşanjörlerin kullanım avantajı

- Plakalı eşanjörlerin contalarının dayanmadığı yüksek sıcaklık ve basınç altında çalışabilecek şekilde imal edilir.
- İki devre akışkanları arasında sıcaklık farkının fazla olduğu uygulamalarda çalışabilecek şekilde imal edilir.
- İstenilen boyutlarda üretimi ve tasarımı yapılabilir.
- Plakalı eşanjörlerin kullanıldığı ve kullanılmadığı tüm uygulamalarda kullanılabilir.
- Eşanjördeki basınç kayıpları uygulanacak prosese göre sınırlandırılabilir.
- Bakım ve onarım kolaylığı sağlar.

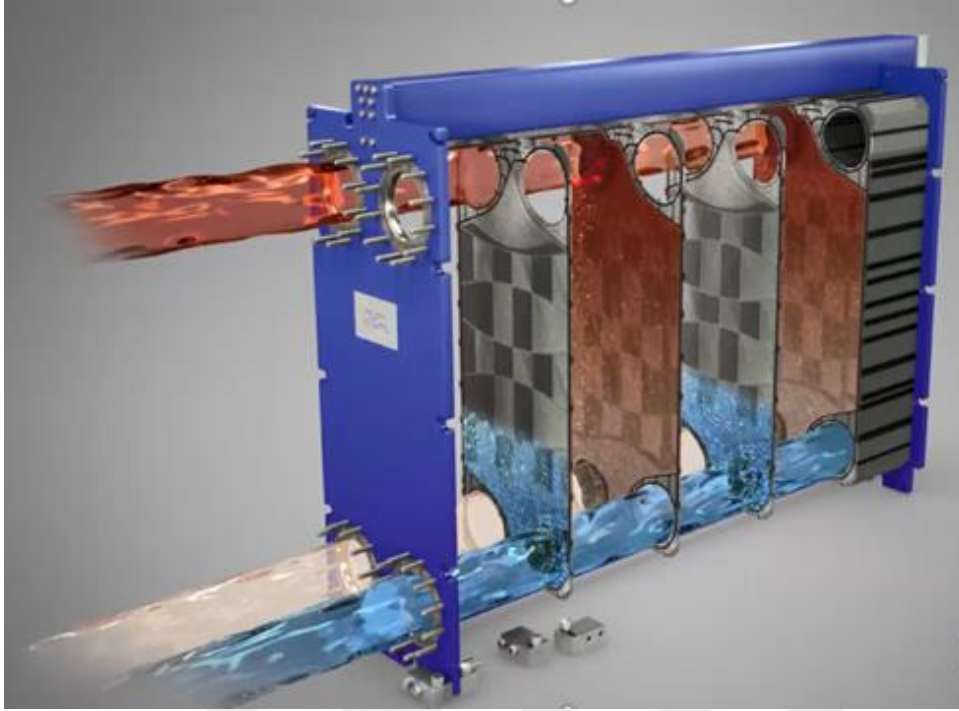
Kullanım alanları

Gıda endüstrisi

- Yumurta ve yumurta ürünlerinin pastörizasyonu,
- Ketçap pastörizasyonu,
- Yumurta ve yumurta ürünlerinin soğutulması,
- Hardal soğutma,
- Sosların ısıtılması ve soğutulması,
- Yağların ısıtılması ve soğutulması,
- Meyve ısıtma ve soğutma,
- Tatlıların ısıtılması ve soğutulması,
- Pompa ile transfer edilebilen gıdaların ısıtma işlemlerinde kullanılır.

4.1.2. Plakalı eşanjörler

Aynı veya farklı özelliklere sahip iki akışkanın birbirine karışmaksızın, hızlı ve yüksek etkinlikte ısı transferi gerçekleştiren ekipmanlara plakalı eşanjörler denir [67]. Şekil 4.5’de plakalı eşanjör şekli verilmiştir.



Şekil 4.5. Plakalı ısı değıştirici

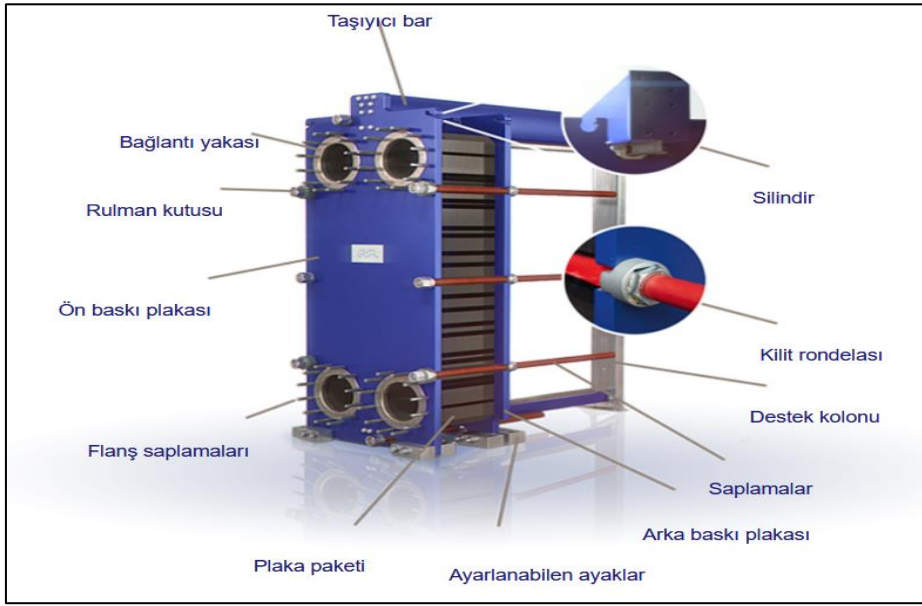
Plakalı eşanjörler, kompakt ve oldukça verimli olduğu için birçok uygulamada kullanımı mevcuttur. Plakalı eşanjörler, paket tip mantığıyla oluşturulmaktadır. Eşanjör gövdeleri basınç sınıfına göre 10-16-25 bar, plakalar verim sınıfına göre çeşitli açılarda ve değışik bağlantı çaplarına göre farklı eşanjör modelleri oluşturulabilir. Bu eşanjörler uygulama ve sıcaklık değışikliğine göre plaka eklenerek veya çıkarılarak yeni çalışma şartlarına göre tasarlanabilir. Ayrıca kompakt bir yapıya sahip olduğu için eşanjörlerin açılması, temizlenmesi ve tekrar montajı oldukça kolaydır [68].

Eşanjörler, iki akışkanın birbirine karışmadan ısı transferi yapmasını sağlayan plakalar, çoğunlukla ST37 karbon çelik gövde arasında, taşıyıcı barlara tek tek dizilerek ve saplamalarla iki gövde arası mesafe istenilen ölçüye getirilerek oluşturulur. Plakalar tek baskı şeklinde preslenirse daha mukavim yapıya sahip olurlar. Plakaların, yüksek verimlilik veya düşük basınç kaybı gerektiren uygulamalara göre değışik kanal yapıları mevcuttur. Plaka yüzeyinde 4 adet port deliğı bulunur. Bunun yanında kaçakları önlemek ve sızdırmazlığı sağlamak amacıyla contalar kullanılır. Uygulamaya ve çalışma sıcaklıklarına göre çeşitli conta modelleri vardır. Ön gövde üzerinde sıcak ve soğuk akışkanların giriş ve çıkışları için portlar mevcuttur. Ancak ikiden fazla akışkanın kullanıldığı uygulamalar için çok geçişli yapıda üretilebilirler. Bu uygulamalarda geçişi sağlamak amacıyla ara gövdeler

ve yönlendirme plakaları bulunur. Plakalı eşanjörler bu özellikleri nedeniyle yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Plakalı eşanjörleri meydana getiren parçalar

Plakalı ısı değıştircileri oluşturan parçalar Şekil 4.6’da verilmiştir [69].



Şekil 4.6. Plakalı ısı değıştirciyi oluşturan parçalar

- Üzerinde giriş-çıkış bağlantıları ve eşanjör bilgileri bulunan ön gövde,
- Eşanjör plakalarını sabitlemek için kullanılan alt ve üst taşıma milleri,
- Akışkanların ön gövde ile temasını engelleyen ilk plaka,
- Akışkanların geçişine izin veren ve ısı transferi sağlayan eşanjör akış plakaları,
- Akışkanların arka gövde ile temasını engelleyen son plaka,
- Üzerinde montaj ve bakım talimatı bulunan ve miller üzerinde hareket edebilen arka gövde,
- Plakaların belirli bir sıkma ölçüsünde tutulmasını sağlayan saplama ve pullar.

Kullanım alanları

- Isıtma ve soğutma uygulamaları
- Enerji uygulamaları

- Gıda uygulamaları
- Denizcilik uygulamaları
- Endüstriyel uygulamalar

Isıtma ve soğutma uygulamaları

Sıcak kullanım suyu temini

Konutlarda ve sanayide kullanım sıcak suyu konfor açısından olmazsa olmazlardandır. Kullanım suyu merkezi veya bireysel olarak üretilebilir. Eski sistemlerle kıyaslandığında daha hijyenik, daha verimli, daha uzun ömürlü, daha ekonomik ve daha kompakt olan bu sistem ile artık yaşanan kireçlenme, aşırı klor kaynaklı deformasyon gibi problemleri ortadan kaldırır.

Basınç kırıcı

Günümüzde oldukça yüksek yapıda binalar inşa edilmektedir. Bu yapıdaki binaların çok yüksek olmasından dolayı önemli derecede karşı basınç oluşmaktadır. Sistemde oluşan bu karşı basıncı azaltmadan direkt ısıtma ve soğutma ekipmanlarına göndermek sistem elemanlarının yıpranmasına ve tesisatın zarar görmesine neden olur. Oluşan bu yapıyı değiştirmeyip sistemi yüksek basınca karşı koruyacak ekipmanlar kullanmak yatırım maliyetlerini oldukça yükseltmektedir. Bu şekildeki yüksek yapılarda, sistemi ikiye bölüp ara mekanik kat yapılarak yüksek basıncın plakalı eşanjörler tarafından karşılanması sağlanabilir.

Havuz ısıtması

Özel, olimpik veya termal tesislerdeki havuzlar standart 10-28 °C veya 10-30 °C olarak çalışmaktadır. Bu sistemlerde de ısı kaynağı ile havuz arasına eşanjör konularak ısıtma sağlanabilir.

Merkezi ısıtma sistemleri

Ülkemizde yürürlüğe giren yeni yasalar çerçevesinde merkezi ısıtma sistemlerinin kullanımı teşvik ediliyor ve bazı durumlarda zorunlu kılınıyor. Bunun nedeni bireysel kullanımlara göre merkezi sistemlerin daha verimli olması ve daha az enerji harcamasıdır. Plakalı eşanjörler ile merkezi bir kaynaktan gelen kızgın veya sıcak su ile konutların ısıtılması için gereken sıcak su üretilir, aynı zamanda da sıcak kullanım suyu da temin edilebilir.

Enerji uygulamaları

- Jeotermal ısıtma sistemleri
- Isı geri kazanım sistemleri
- Elektrik üretim sistemleri
- Güneş enerji sistemleri

Gıda uygulamaları

- Süt pastörizasyonu
- Yerinde temizlik (CIP) uygulamaları
- Kimyasal uygulamalar

Plakalı ısı değiştiricilerde kendi içinde 3'e ayrılır;

- Contalı plakalı ısı değiştiriciler
- Spiral ısı değiştiriciler
- Lamelli ısı değiştiriciler

Isı transfer şekillerine ve akışkanlar arasında transfer edilmek istenen enerjiye göre kullanılan eşanjör modelleri aşağıdaki gibidir [70].

- Tek faz
- İki faz
- Birleşik taşınım ve radyasyon ısı transfer mekanizmalarıdır.

4.2. Isı Transferini Etkileyen Faktörler

4.2.1. Kullanılan malzemelerin özellikleri

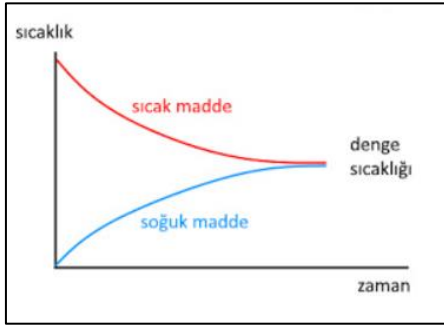
Isının, kullanılan malzemelere göre ısı aktarım şekilleri ve hızları değişmektedir. Bu malzemenin iletkenliği ile ilgilidir. Altın, gümüş, bakır vb. malzemelerin iletkenlikleri oldukça yüksekken, ağaç ve cam gibi malzemelerin iletkenlikleri ise çok düşüktür. Bu özellikler göz önüne alınarak istenen ısı transfer şekillerine göre uygun malzeme seçimi yapılmalıdır. Malzemelerin iletkenlik durumları ısı iletim katsayılarından anlaşılır. Bu durum sadece kullanılan malzemeler için değil akışkanlar içinde geçerlidir. Çeşitli malzemelerin ve akışkanların ısı iletim katsayıları Çizelge 4.1’de verilmiştir [71].

Çizelge 4.1. Çeşitli maddelerin ısı iletim katsayısı değerleri

Normal şartlarda malzeme (298 K, 24,85 °C)		Isı iletim katsayısı (k) W/mK
Metal malzemeler	Gümüş (Ag)	406
	Saf bakır	353-386
	Bakır (Cu)	385
	Altın (Au)	314
	Saf alüminyum	205-237
	Alüminyum (Al)	205
	Tungsten (W)	180
	Çinko (Zn)	112
	Nikel (Ni)	99
	Demir (Fe)	80
	Platinyum (Pt)	72
	Titanyum (Ti)	22
	Hafif çelik	50
	Paslanmaz çelik	14-16,3
Gaz	Hava	0,0234
	Hidrojen	0,172
Diğerleri	Asbestos	0,28
	Cam	0,8
	Su	0,6
	Ağaç (yumuşak ya da sert ağaç)	0,07-0,2

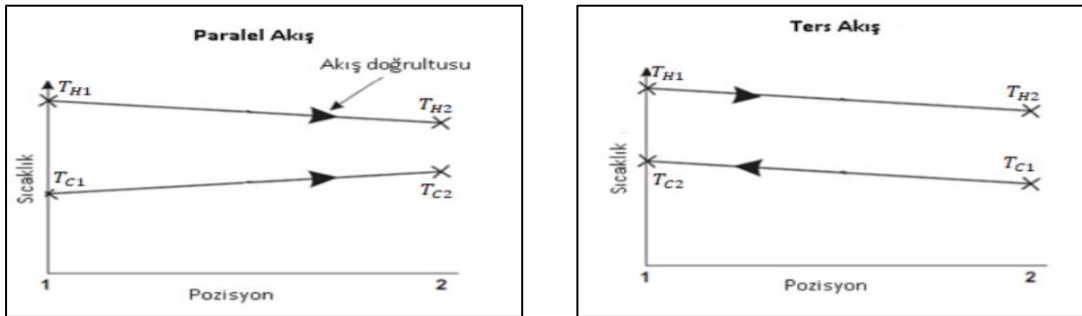
4.2.2. Akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı

Isı, maddeler arasında sıcaklık farkından dolayı aktarılan bir enerji çeşididir. Farklı sıcaklıktaki iki akışkanın temas etmesi sonucu sıcak olan akışkandan soğuk olan akışkana doğru ısı transferi olur. Isı geçişi maddelerin sıcaklıkları eşit oluncaya kadar devam eder. Isı transferinin gerçekleşeceği akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı ne kadar fazla ise ısı transferi de o doğrultuda daha hızlı ve verimli bir şekilde gerçekleşir. Örneğin, kullanım suyu uygulamalarında 80/60-10/60 °C sıcaklık rejimine göre çalışan sistemleri düşünebiliriz. Akışkanların, ilk anda sıcaklık farkı çok fazla olduğu için ısı transferi daha hızlı bir şekilde gerçekleşir. Akışkanlar denge sıcaklığına yaklaştığında ısı transfer hızın azalmalar başlar. Şekil 4.7’de sıcak ve soğuk akışkanlar arası ısı geçişi görülmektedir [72].



Şekil 4.7. Sıcak ve soğuk akışkan arasındaki ısı geçişi

Daha önce belirtildiği gibi, gövde- borulu ısı değiştiricileri, iki ya da daha fazla sayıda boru geçişine sahiptir. Gövde tarafı akışkanı bir yöne aktığından, borunun yarısı, ters akış deneyimini geçirir ve diğer yarısı, paralel akışa sahiptir. Bu durum için ΔT_m ne ters akış için ne de ortak akış için değil, ikisi arasındaki bir değerdir. Akış doğrultuları Şekil 4.8’deki gibidir [73].



Şekil 4.8. Paralel ve ters akış için ısı geçişi

4.2.3. Basınç düşümünün etkisi

Basınç düşümü seçim kriterleri içinde çok önemlidir. Genellikle giriş portlarında yani bağlantı ağızlarında ve boru yüzeylerinde akıştan dolayı kayıplar çok olur. Eşanjörlerde, plakalarda veya boru yüzeylerinde, tesisattaki akışkanın akışına karşı bir direnç oluşacağı için, sistemde basınç kaybı meydana getirecektir. Eşanjörlerin tasarımlarında önemli bir yere sahip olan basınç kayıpları, yüzey alanını ve buna bağlı olarak maliyetleri doğrudan etkilemektedir. Eşanjörlerde, basınç kaybı ne kadar yüksek alınırsa yüzey alanı o ölçüde küçülürken, basınç kaybının düşük alınması durumunda da yüzey alanı o ölçüde büyüyecektir [74].

4.2.4. Boru çapının etkisi

Boru çapı hesabı, sistemin hem problemsiz hem de işletme maliyeti açısından ekonomik bir şekilde çalışması açısından son derece büyük önem arz etmektedir. Borularda iç sürtünme ile meydana gelen kayıpların ve akışkan hızının optimum bir değerde tutulması gerekmektedir. Bundan dolayı eşanjörlere istenen debinin verilmesi açısından boru çapının seçimi çok önemlidir. Basınç kayıpları ve sürtünme kayıpları hassas bir şekilde hesaplanmalıdır. Çap daralmaları ve büyümeleri geçen debiyi ve akışkanın hızını etkileyeceğinden ısı transferini de doğrudan etkiler. Bundan dolayı genellikle uygulamalarda eşanjör bağlantı çapının maksimum 2 çap büyüğüne veya küçüğüne izin verilir [75].

4.3. Isı Eşanjörlerinde Isı Transferini Geliştirme Yöntemleri

Isı transferini iyileştirme teknikleri aktif ve pasif metotlar olarak sınıflandırılabilir. Isı transfer edilen akışkana ilave enerji verilerek ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yöntem aktif, ilave enerji vermeden ısı transferindeki iyileşmeyi sağlayan yöntem ise pasif yöntem olarak adlandırılmaktadır [76]. Pasif yöntemlere örnek olarak; ısı transfer yüzeyinin işlenerek yüzeyin kaplanması, yüzeyin değiştirilmesi ve kaba yüzeylerdeki pürüzlerden ayrı çıkıntıların oluşturulması şeklindeki düzenlemeler gösterilebilir. Bu düzenlemelerle, genelde ısı transfer yüzeyinin artırılması ile transfer edilecek ısı miktarının artırılması hedeflenir. Büyütülmüş yüzeyler rutin olarak bütün ısı değiştiricilerinde kullanılır.

Ayrıca zorlanmış akışta dönme veya ikincil akışları oluşturmak için boru içerisine yerleştirilen parçalar, kangal şeklinde bükülmüş borular, girişe yerleştirilen girdap üreticileri, bükülmüş bant parçaları, vida tipi döndürme parçaları, yüzey gerilim aletleri, kaynama ve yoğunlaşmada sıvı akışını yönlendirmek için açılmış yüzeyler veya yönlendirici kanatlardan oluşan yöntemler de pasif yöntemlerdendir [77]. Aktif yöntemlere örnek olarak da mekanik yardımcılarının kullanılması, yüzeyin döndürülmesi, mekanik araçlar yardımı ile akışın karıştırılması, yüksek veya düşük frekanslı yüzey titreşiminin oluşturulması, sıvı titreşiminin oluşturulması ve elektrostatik alanların oluşturulması verilebilir.

Termal sistemlerdeki gelişimlere paralel olarak ısı transferini iyileştirmeye yönelik çalışmalar yoğun bir şekilde devam etmektedir. Özellikle son yarım asırdır ısı transferi konusunda yapılan bilimsel araştırmalar mevcut ısı transferi iyileştirme yöntemlerinin sürekli olarak gelişmesine neden olmuştur. Çalışma akışkanına farklı partiküllerin eklenmesi, akışkanın ısı transferi performansını artıran bir yöntemdir. Son yıllarda, konvansiyonel ısı transferi akışkanları içerisine katılan nano boyuttaki partiküller yeni bir yöntem olarak karşımıza çıkmaktadır. İçerisine bu partiküllerin katıldığı akışkanlar "nano akışkanlar" olarak adlandırılmaktadır [78].

Katı bir metalin ısı iletkenliği içine katıldığı temel akışkanınkinden daha yüksek olduğu için metalik parçacıkların akışkan içerisine katılması karışımın ısı iletkenliğini artırmaktadır. Bazı endüstriyel sistemler performansı artırmaya dayalı ürünler üretmeye devam ettikçe soğutma ihtiyaçlarında da bu doğrultuda artış olacaktır. Bu kapsamda hem sistem maliyetlerini minimum da tutmak hem de bünyesinde bulunan ısıyı atmaya yarayan akışkanlara gerek duymaktadırlar. Bilhassa geleneksel ısı değiştiricilerinde kullanılan düşük ısı transfer özelliklerine sahip akışkanlar nedeniyle söz konusu ısı değiştirgeçlerinin boyutları büyük yapılmakta ve maliyet artmaktadır. Günümüzde, ısı değiştiricilerde kullanılan geleneksel ısı transfer akışkanlarının ısı iletkenliğini arttırmak için katı partiküllerle oluşturulan ve nano akışkan adı verilen süspansiyonların geliştirilmesi ve kullanımı üzerine araştırmalar yoğunluk kazanmıştır [79].

Bu yöntemin temel dayanağı, klasik ısı transferi akışkanlarından daha yüksek ısı iletkenliğe sahip partiküllerin toplamda süspansiyonun ısı iletkenliğini arttırmasıdır. Günümüzde soğutma uygulamalarında yaygın bir şekilde kullanılan antifrogen, amonyak ve etilen glikol gibi akışkanlar düşük ısı transfer katsayılarına sahiptirler. Ancak nano akışkanlar sayesinde

etkileri artırılabilir [79]. Isı iletim katsayısı yüksek olan nano akışkanların kullanılmasıyla motorlar, sistem üzerinde uygun ve optimum sıcaklık rejiminde çalışabileceklerdir. Bu sayede, sistem elemanları daha küçük kapasitelerde çalışabilecek ve en önemlisi yakıttan tasarruf sağlanabilecektir. Böylece yakıttan sağlanan tasarrufla karbon emisyon değerleri azaltılarak çevre daha az kirletilecektir.

4.4. Isı Geri Kazanım Uygulamaları

Enerji üretiminde sürdürülebilirliğin sağlanmasına, enerjide dışa bağımlılığın azaltılmasına ve iklim değişikliği ile mücadeleye yönelik çalışmalar, tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de enerjinin ve enerji kaynaklarının verimli kullanımının önemi artmıştır. Enerji politikalarında arz güvenliğini sağlamak ve sürdürülebilir olmak, zannedildiği kadar kolay bir işlem değildir. Isı geri kazanım sistemleri çevre, işletme ve ülke ekonomileri açısından önemli bir yere sahiptir. Tüketimlerin giderek artması, işletmeler ve sektörler arasındaki rekabetlerin gün geçtikçe artması ülkeleri ve işletmeleri enerjilerini daha verimli kullanmaya ve olabildiğince kullandıkları enerjileri de tekrar sistemlerine kazandırmaya yönlendirmektedir. Bundan dolayı birçok sektör ısı geri kazanımını öncelikli hedefleri arasına almıştır.

Örnek ısı geri kazanım uygulamaları,

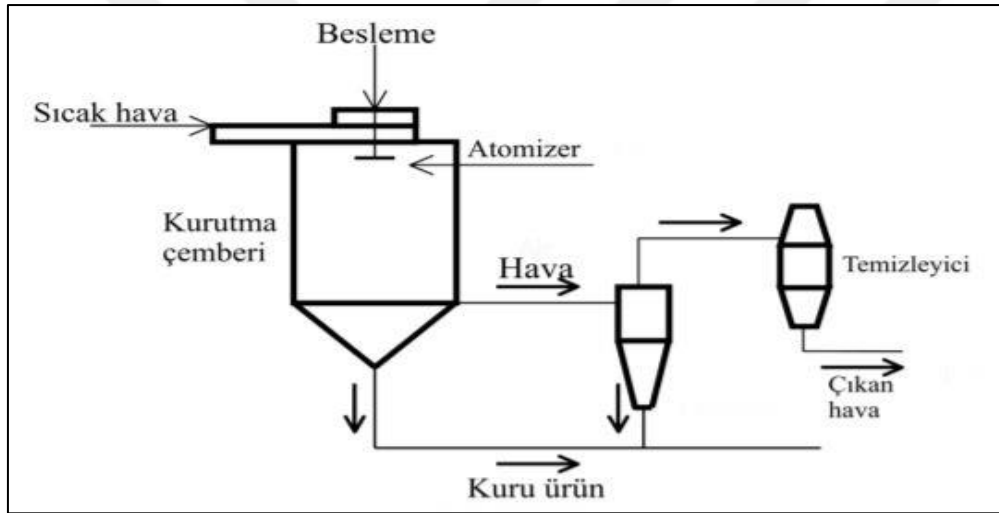
- Gıda endüstrisi,
- Tekstil sektörü boyahane uygulamaları,
- Hava soğutmalı sistemler,
- Su soğutmalı sistemler,
- Flash buhar,
- Kompresör uygulamaları şeklindedir.

Gıda endüstrisinde uygulanan pişirme, kurutma, süt pastörizasyonu, süt tozu üretimi ve fırınlama gibi uygulamalarda çok yüksek sıcaklıklar kullanılmaktadır. Bu sıcaklıkların kullanılmasından sonra atmosfere bırakılması yerine tekrar sisteme kazandırılması hem tesis hem de çevre açısından oldukça verimlidir. Gıda endüstrisinde;

- Süt tozu üretimi,
- Pastörizasyon uygulamaları,
- Gıda kurutma uygulamaları,

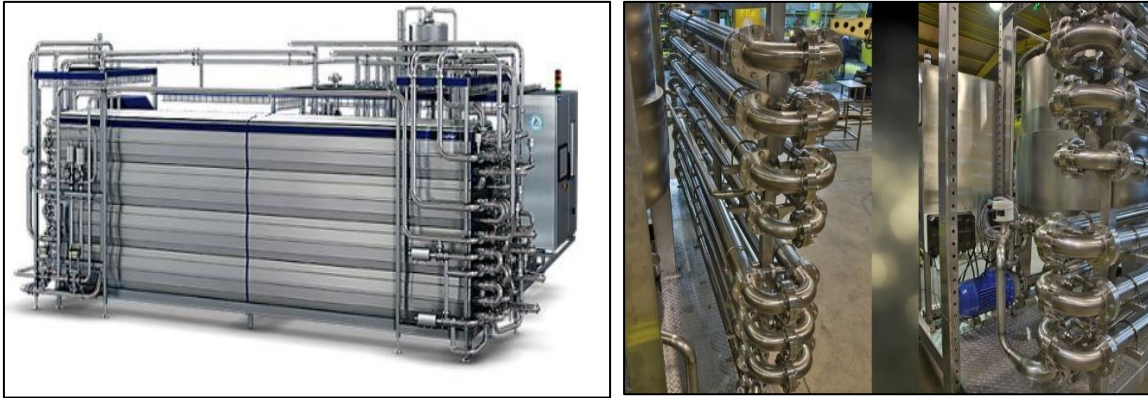
gibi tesislerde atık ısı geri kazanım uygulamaları mevcuttur.

Püskürtmeli kurutma sistemi ile süt tozu uygulamalarında 180-200 °C sıcaklıklar kullanıldığı için bu uygulamalarda egzoz edilen hava sıcaklığı da bu doğrultuda çok yüksektir. Bu egzoz havası tekrar sisteme kazandırılarak mahal ısıtması, sütün ön ısıtılması ve proses sularının ısıtılması gibi uygulamalarda değerlendirilebilir. Şekil 4.9’de püskürtmeli kurutma sistem şeması görülmektedir [80].



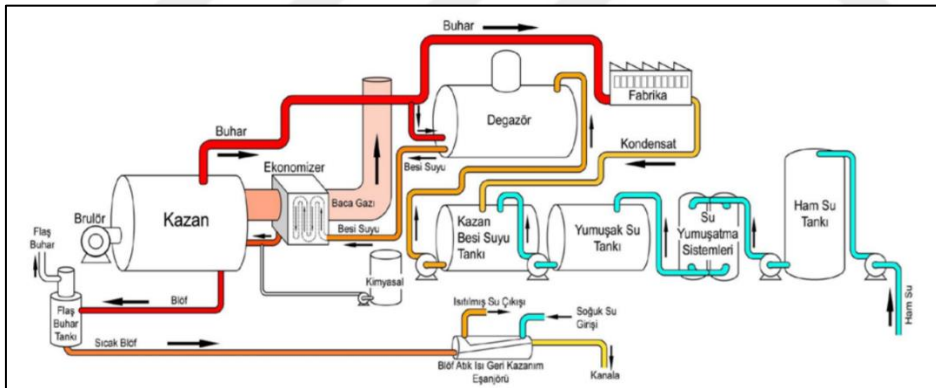
Şekil 4.9. Püskürtmeli kurutma sistem şeması

Pastörizasyon uygulamalarında süt şişelenmeden önce soğutulması gerekmektedir. Bundan dolayı süt ile soğutularak ekstra bir soğutma cihazına ihtiyaç duyulmaz. Diğer taraftan sütün ön ısıtma işlemide yapılmış olmaktadır. Böylece hem soğutma hemde ısıtma yükü ortadan kaldırılmış olur. Şekil 4.10’de borulu tip pastörizatör görülmektedir [81].



Şekil 4.10. Borulu tip pastörizatör

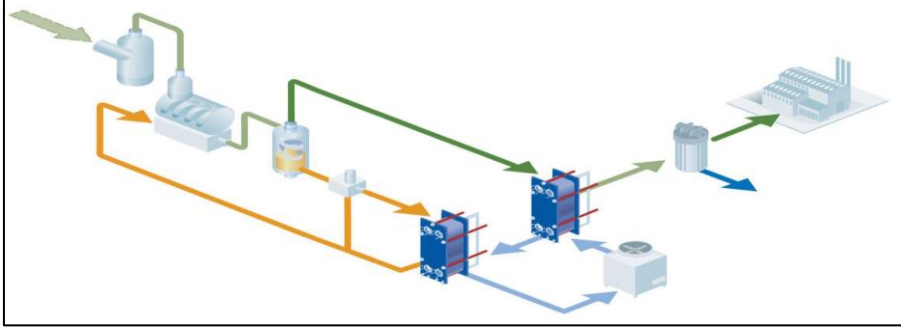
Buhar tesislerde kullanılan verimli bir ısıtma akışkanıdır. Çeşitli proseslerde kullanıldıktan sonra kondens suyu ile birlikte flash buhar olarak tanka geri döner. Verimli buhar sistemlerinde flash buhar kondens suyundan ayrıştırılarak düşük basınçta kullanılarak sisteme kazandırılabilir. Isıtma, eloksal tesislerde banyo suyu hazırlama, ofis veya konut ısıtma gibi uygulamalarda kullanılabilir. Şekil 4.11’de flash buhardan ısı geri kazanım sistemi görülmektedir [82].



Şekil 4.11. Flash buhardan ısı geri kazanımı

Son zamanlarda kompresörden ısı geri kazanım uygulamaları oldukça yaygınlaşmaya başlamıştır. Çoğunlukla endüstriyel tesislerde kompresörlerin yağ ve hava devreleri ayrılarak iki ayrı sistemden ısı geri kazanım uygulamaları yapılmaktadır. Kompresör havanın sıkıştırılması için kullanılmaktadır. Kompresörlerde basınçlı havanın elde edilmesinde kullanılan elektrik enerjisinin %80'i tekrar kazanılabilir. Kazanılan bu enerji ile birlikte yağdan suya veya havadan suya gibi ısı aktarımı yapılabilir. Böylece sistemin sıcak

su ihtiyacı karşılanmış olur. Şekil 4.12’de kompresörden ısı geri kazanım sistemi görülmektedir [83].



Şekil 4.12. Kompresörden ısı geri kazanım akış şeması

Açık soğutma kulesi uygulamalarında da ısı geri kazanımı mevcuttur. Açık kule çalışma sıcaklıkları yaz koşullarında genellikle $\Delta T=6\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık farkı ile çalışmaktadır. Çalışma sıcaklıkları $27\text{--}33\text{ }^{\circ}\text{C}$ veya $29\text{--}35\text{ }^{\circ}\text{C}$ şeklindedir. Bu cihazlara ısı geri kazanım sistemleri entegre edilerek kazan besleme suyu kullanılan tesislere uygulanabilir. Bu cihazlardaki ısı geri kazanımı aynı zamanda kazanlarda yakıt tasarrufu sağlayarak sistemin $10\text{--}60\text{ }^{\circ}\text{C}$ çalışması yerine $33\text{--}60\text{ }^{\circ}\text{C}$ çalışması sağlanabilir. Şekil 4.13’de açık soğutma kulesi görülmektedir [84].



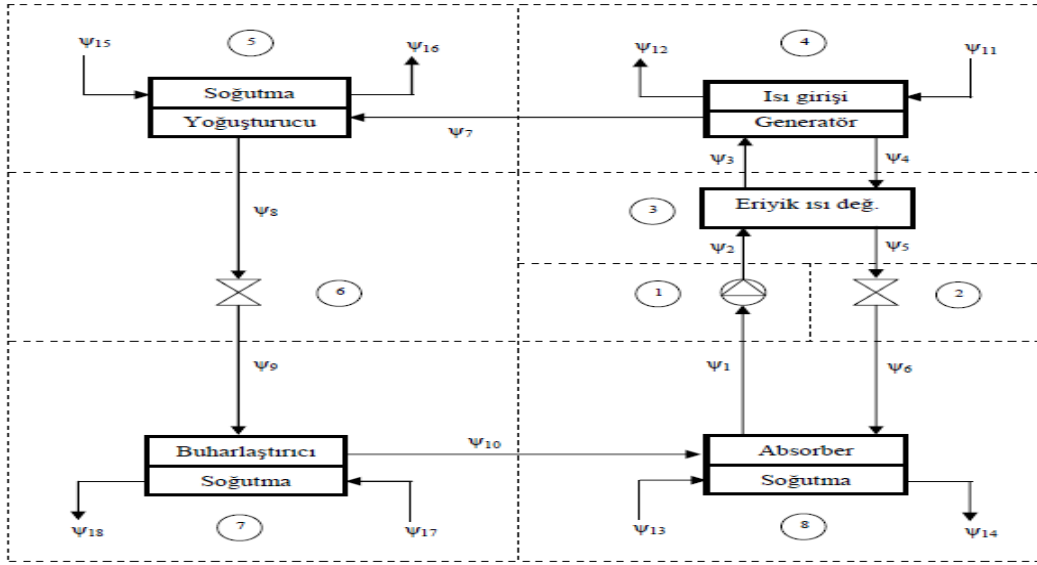
Şekil 4.13. Açık soğutma kulesinden ısı geri kazanımı

Enerji ihtiyacının önemli bir kısmını oluşturan fosil yakıtların giderek azalması, nükleer enerji tesislerine karşı güvensizlik, alternatif enerji kaynaklarının istenilen seviyede talebi karşılayamaması, çevrenin kirlenmesi ve iklim değişiklikleri enerji verimliliğinin önemini her geçen gün arttırmaktadır. Bundan dolayı ısı geri kazanım sistemleri önem kazanmıştır. Çoğu dünya ülkesinde enerjinin 1/4'ü sıcak akışkan şeklinde doğaya bırakılmaktadır [85]. Bütün ülkelerin enerji kayıplarını minimuma indirmek istemesi nedeniyle bu kayıplar ısı geri kazanımı ile sisteme tekrar kazandırılabilir. Tesise ısı geri kazanım sistemi yapılmadan önce mevcut prosesin çalışma şartları iyi bilinmelidir. Endüstriyel sistemlerde daha çok yağ ve hava gibi akışkanların kullanıldığı proseslerde atık ısı geri kazanım sistemlerine rastlanmaktadır. Bu uygulamalarda, atık olarak düşünülen akışkanın ısını geri kazanmak için eşanjörler kullanılır. Çalışma sıcaklıklarına göre borulu ve plakalı modelleri bulunan eşanjörler akışkanlar arasında ısı transferinin yapılmasını sağlamaktadır.

Alüminyum, çelik ve gıda proseslerinde yüksek sıcaklıklar kullanıldığı için çevreye bırakılan akışkanlarda bu doğrultuda yüksek enerji seviyesine sahiptir. Atılan bu akışkanların sahip oldukları enerjilerin bir bölümünün bile geri kazanılması ekonomik anlamda kazanç sağlamaktadır. Bundan dolayı geri kazanım sistemlerinin ilk yatırım maliyetlerinin çok yüksek olduğu düşüncesiyle yaşamaya devam edersek böylesine verimli akışkanlar doğaya sorumsuzca ve yararlanılmadan atılmaya devam edecektir.

4.4.1. Absorbsiyonlu soğutma çevrimi

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, atık ısı gibi ucuz bir ısı kaynağı bulunduğunda kazançlı olabilecek sistemlerdir. Adından da anlaşılacağı gibi soğutucu akışkanın bir ikinci akışkan içerisinde soğurulması söz konusudur. Bu sistemlerde genellikle amonyak (NH_3) – su (H_2O) sistemleri kullanılır [86]. Bunun dışında su lityum bromür ve su lityum klorür çifti gibi sistemlerde mevcuttur. Şekil 4.14.'de örnek bir absorbsiyonlu soğutma çevrimi verilmiştir [87].



Şekil 4.14. Absorbsiyonlu soğutma çevrimi

Absorbsiyonlu sistemin, buhar sıkıştırırmalı sisteme göre daha sessiz çalışması, az bakım onarım gerektirmesi ve en önemlisi de ekstra enerji girdisine ihtiyaç duymamasının sebebi kompresör kullanılmamasıdır.

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kompresör kullanılmadığı için sadece pompa işine ihtiyaç vardır. Bu tür sistemler, proses dışında harici bir ısıya ihtiyaç duymaktadır. Bunun gibi uygulamalarda sistemin çalışması için gerekli olan enerji kaynağı ısıdır [88]. Mekanik buhar sıkıştırırmalı sistemlerin enerji kaynağı elektriktir. Bu bilgiler ışığında herhangi bir atık ısı kaynağı bulunduğunda absorbsiyonlu soğutma sistemi oldukça verimlidir.

Absorbsiyonlu soğutma çevriminin kullanım amacı

Bu proseste süt tozu üretimindeki atık ısıdan yararlanmak için standart buhar sıkıştırırmalı çevrim yerine absorbsiyonlu soğutma çevrimi tercih edilmiştir. Çünkü absorbsiyonlu soğutmanın, buhar sıkıştırırmalı sisteme göre avantajları [89];

- Kompresör kullanılmadığı için sessiz ve daha az bakım gerektirir.
- Hiçbir ek enerji gerektirmediği için işletim avantajları sunar.
- Absorbsiyonlu soğutmada çevrimi çalıştıran enerji ısıdır, buhar sıkıştırırmalı sistemde ise elektriktir.
- Atık ısı olduğu sürece maddi anlamda avantajlıdır.

Bu bilgiler doğrultusunda sistemin daha ekonomik ve verimli olması için absorpsiyonlu soğutma çevirimi tercih edilmiştir.

4.5. Yeni Nesil Borulu Eşanjör Tasarımı ve Verimlilik Analizi

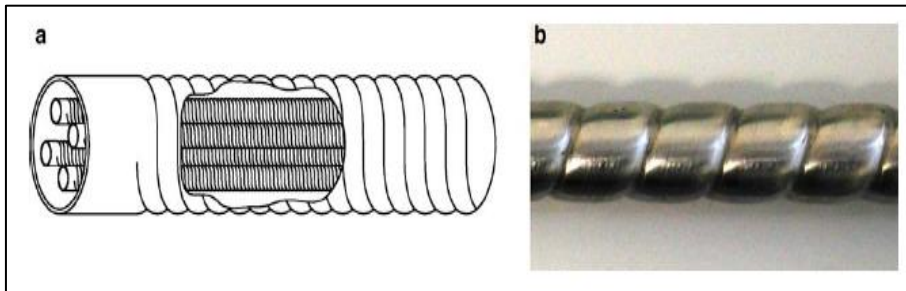
Enerji verimliliği Türkiye için öncelikli konu olup hem sektörel rekabeti artıracak hem de ekonomimizin sürdürülebilir büyümesine öncülük edecektir. Endüstriyel tesislerin gün geçtikçe artması ısı enerjisinin kullanım şekillerinin de değişmesine neden olmuştur. Isı enerjisi çoğu proseste ihtiyaca göre kullanılıp, verimsiz bir şekilde atmosfere atılmaktadır. Atılan bu ısı kaynağı ısı değiştiriciler yardımı ile tekrar prosese gönderilebilir. Böylesine ucuz enerji kaynaklarının sisteme kazandırılması endüstriyel tesislere maddi anlamda geri dönüş sağlar. Endüstriyel tesislerde bu atık ısının geri kazanılması ısı değiştiriciler yardımı ile yapılmaktadır. Alüminyum tesisleri, döküm ve gıda endüstrisi gibi konvansiyonel sistemlerde kullanılan borulu eşanjörlerde genellikle standart düz borular kullanılmaktadır. Ancak günümüzde borulu eşanjörlerin ısı transfer etkinliğini ve verimliliğini arttırmak için yeni boru tipleri tercih edilmektedir. Bunların başında helisel sarmallı borular gelmektedir.

Helisel sarmallı borulu bir ısı değiştirici; kompakt yapısı, daha geniş ısı transfer alanı ve daha yüksek ısı transfer katsayısı vb. özellikleri nedeniyle genellikle endüstriyel uygulamalarda kullanılır. Kompakt ısı eşanjörlerinin önemi kimya ve gıda endüstrileri gibi birçok endüstriyel uygulamada kabul edilmiştir. Başta ağır endüstriyel tesisler olmak üzere tekstil, gıda, alüminyum ve döküm endüstrisi gibi çoğu işletmede yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tesislerde sistemin anlık durması işletmelere büyük zararlar verebilir. Bundan dolayı verimliliği artıracak sarmal yapıdaki borular tercih edilir. Helisel sarmallı borularda ısı transfer katsayısının artması borulardaki eğriliğin bir sonucudur [90]. Eğrilik etkisinden dolayı borunun dış tarafındaki sıvı akışı, borunun iç tarafındaki sıvı akışından daha hızlıdır. Borunun eğriliğinden kaynaklanan merkezkaç kuvveti, sıvının karıştırılmasına yardımcı olan ve ısı transferini artıran ikincil akışların (eksenel yöne dik akışlar) gelişmesine neden olur. Düz borulu eşanjörlere göre eğimli boruların laminar akışlı ısı değişim süreçlerinde uygulanması oldukça verimlidir. Bu durumlar gıda işleme endüstrisinde macunlar veya püreler gibi yüksek viskoziteli sıvı gıdanın ısıtılması ve soğutulması için veya yüksek kesme gerilimlerine duyarlı ürünler oldukça önemlidir [91].

Vijaya Kumar (2017) ve arkadaşları çalışmalarında, borulu eşanjörlerde helisel sarmal boruların HAD analizi üzerine çalışma yapmışlardır. Bunun sonucunda, düz borulara göre helisel sarmallı borularda akış hızlarının artması türbülansı artırırken, ısı transfer katsayısının da artmasına neden olmuştur. Böylece helisel sarmal borulu eşanjörlerin, düz borulu eşanjörlere göre daha az boru sayısı ve alan uygulanarak prosesin çözümü sağlanmaktadır. Bunun yanında türbülans arttığı için standart borulu eşanjörlere göre daha yakın LOSF yaklaşımı sağlamakta olduğu sonucu elde edilmiştir. İç tüp akış hızı sabit, dış tüp akış hızı yükseldiğinde LOSF'nin %1,33 arttığını, dış boru akış hızı sabit, iç boru akış hızı artırıldığında LOSF'nin azaldığı sonucuna varılmıştır [11].

Bhuiya (2020) ve arkadaşları çalışmalarında, borulu eşanjörlerde helisel sarmallı boruların termal performansı üzerine çalışma yapmışlardır. Gözeneklilik etkileri, ısı transferi, sıvı sürtünmesi ve termal performansta borulu ısı değiştiricilerin karakteristik etkilerini incelemişlerdir. [12]. Yapılan tasarım sonucunda, beklenildiği gibi Reynolds sayısındaki artışla birlikte ısı transfer katsayısı artarken, sürtünme faktörü de artmıştır. Aynı zamanda borulu eşanjörün termal performansında da artış olduğu sonucunu elde edilmiştir.

Rozzi (2007) ve arkadaşları çalışmalarında, gıda endüstrisinde kullanılan borulu eşanjörlerde helisel sarmallı boruların kullanılmasının ısı transferi ve sürtünme kayıpları üzerine etkisini incelemişlerdir. Hem ısıtma hem soğutma koşullarını göz önünde bulundurarak dört sıvı gıda; tam yağlı süt, portakal suyu, kayısı ve elma püresinin kullanılmasının sonuçlarını incelemişlerdir [13].



Şekil 4.15. Rozzi ve arkadaşları tarafından tasarlanan helisel sarmal borulu eşanjör

Şekil 4.15’de görülen tasarımın kullanılmasıyla deneysel sonuçlar, helisel sarmallı boruların konvektif ısı transferini artırmak için etkili olduğunu doğrulamıştır. Meyve suyu ve tam yağlı süt türbülanslı durumda akarken her ikisinin de ısı transfer katsayısında artış olduğunu

Şekil 4.17’de görüldüğü gibi termal performans ve sistem verimliliği göz önünde bulundurularak yeni nesil borulu eşanjör de yeni tip helisel sarmal borular kullanılmıştır. Yeni tip helisel sarmal boruların kullanılmasında, ısı transfer katsayısının artırılması ve bu sayede daha az alan yani daha az boru sayısı ile verimli bir sistem tasarımı hedeflenmiştir.

Bu sistemde NH_3 ve H_2O akışkan karışımı kullanılarak püskürtmeli kurutma sisteminin atık ısısından yararlanarak havanın ön ısıtması yapılacaktır. Bu durumda kullanılacak ve alınan değerler aşağıdaki gibidir;

$$T_{\text{atık ısı}} = 180 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dot{V}_{\text{atık ısı}} = 715 \text{ m}^3/\text{h}$$

Yoğuşma sıcaklığı $50 \text{ } ^\circ\text{C}$, generatörden çıkış sıcaklığı $130 \text{ } ^\circ\text{C}$, ısı değiştiricide $45 \text{ } ^\circ\text{C}$ kızdırma yapılmakta ve zengin eriyiğin geri döndürülmesi ile $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ ’lik bir soğuma olduğu kabul edilmiştir. (Çizelge 13.1-2-3.’den yararlanılmıştır.)

Püskürtmeli kurutma sisteminin atık ısı sıcaklık ve debi değeri kullanılarak absorpsiyonlu soğutma çevriminin her noktasındaki gerekli denklemler ve tablolar yardımı ile hesaplanan sıcaklık, entalpi ve konsantrasyon değerleri Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Tasarlanan sistem ile hesaplanan sıcaklık, entalpi ve konsantrasyon değerleri

Akış	Sıcaklık ($^\circ\text{C}$)	Entalpi (kJ/kg)
1	130	1780
2	50	420
4	7	1500
5	45	89
6	45	89
9	90	201
10	110	300

h_8 entalpi değeri (3.81) eşitliği kullanılarak;

$$h_8 = 205,2 \text{ kJ/kg} \quad h_8 = h_7$$

Dolaşım oranı (3.45) eşitliği kullanılarak;

$$f = 5,5$$

Amonyak su akışkanının debisi (3.37) eşitliği kullanılarak;

$$\dot{V}_{\text{amonyak}} = 47,77 \text{ m}^3/\text{h}$$

Atık ısıdan geri kazanım yapılarak havanın ön ısıtılması sonucu çıkış sıcaklığı (3.38) eşitliği kullanılarak;

$$T_s = 110,42 \text{ }^\circ\text{C}$$

Bu durumda 20 °C'lik taze havanın atık ısıdan yararlanarak hava ısıtıcısına girmeden önce ön ısıtması ile 110,42 °C' ye çıkarılmıştır. Literatür şartlarında 20 °C'lik taze hava, hava ısıtıcısı ile 200 °C' ye çıkarılıyor. Bu şartlarda gereken güç (3.39) eşitliği kullanılarak Çizelge 4.3'de ifade edilmiştir. Tasarımı yapılan sistem ile hava ön ısıtılmış ve 110,42 °C ile hava ısıtıcısına girmiştir. Bu şartlarda gereken güç (3.40) eşitliği kullanılarak Çizelge 4.3'de ifade edilmiştir.

Çizelge 4.3. Normal şartlar ile tasarlanan sistem için gereken güç değerleri

Sistem tasarımı	Normal şartlar (kW)	Ön ısıtma sonunda (kW)
Gerekten güç	44	21,9

Bu durumda ön ısıtmadan elde edilen verimlilik (3.55) eşitliği kullanılarak;

$$\eta_{\text{sistem}} = 0,497 = \%49,7$$

Böylece ön ısıtmadan elde edilen verim %49,7'dir. Amonyak-su eriyiği için çevrimin kondenser, evaporatör, absorber ve generatör ısı kapasiteleri ve sıcaklık değerleri (3.41-42-43-44) eşitlikleri kullanılarak hesaplanması sonucunda Çizelge 4.4'de verilmiştir.

Çizelge 4.4. Sistem elemanlarının entalpi ve sıcaklık değerleri

Sistem elemanları	Sıcaklıkları (°C)	Entalpi (kJ/kg)
Kondenser	50	1360
Evaporatör	7	1080
Absorber	45	1934,35
Generatör	130	1625

Bu değerler sonucunda tasarlanan sistemin ısıtma ve soğutma performans katsayıları (COP) ve verimlilik değerleri (3.47-48-49-50-51-52) eşitlikleri kullanılarak hesaplanması sonucunda Çizelge 4.5’de verilmiştir.

Çizelge 4.5. Sistemin performans katsayıları ve verimlilik değerleri

Sistem	Performans katsayısı (COP)	İdeal performans katsayısı (COP)	Sistem verimliliği (%)
Soğutma	0,67	1,35	49,6
Isıtma	2,02	4,9	41,2

Bugün, dünya iklim değişikliği nedeniyle ciddi bir tehlike ile karşı karşıyadır. Bunun en önemli sebeplerinden biri de CO₂ salınımıdır. Karbon salınımını azaltmazsak, beslenmeden soluğumuz havaya kadar, temel yaşam alanımıza dair her şeyi kaybedebiliriz. Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen enerji tasarrufuna istinaden CO₂ salınımı hesabı yaparsak; Doğalgazın, CO₂ alt – üst değerleri ortalama 56300 kg/kWh olarak baz alınır. Doğalgaz emisyon değerleri Çizelge 4.6’de verilmiştir [92].

Çizelge 4.6. Doğalgaz emisyon değerleri

Kaynak yakıt	Net kalorifik değer (NKD)	Emisyon faktörü (EF)	Biyokütle oranı	Yükseltgenme faktörü
Doğalgaz	0,036 GJ/Nm ³	0,0561 tCO ₂ /GJ	0%	0%

Normal şartlar altındaki hesaplanan gerekli güç 44 kW, tasarımı yapılan sistem sonucunda ise 21,9 kW olarak hesaplanmıştır. Bu değerler ışığında (3.54) eşitliği kullanılarak;

$$\dot{Q}_{\text{tasarruf}} = 22,1 \text{ kW}$$

Doğalgazın alt ısı değeri 8250 kcal/m^3 yani $9,593 \text{ kWh/m}^3$ 'dür. Tasarruf edilen yakıt debisi (3.56) eşitliği kullanılarak;

$$\dot{V}_{\text{tasarruf}} = 2,30 \text{ m}^3/\text{h}$$

Normal şartlarda ve ön ısıtma sonucunda yakıt tüketim değerleri (3.82 ve 3.83) eşitliği kullanılarak;

Çizelge 4.7. Normal şartlar ile tasarlanan sistemin yakıt tüketim değerleri

Kaynak yakıt	Normal şartlarda yakıt tüketimi ($\text{m}^3/\text{yıl}$)	Ön ısıtma sonucunda yakıt tüketimi ($\text{m}^3/\text{yıl}$)
Doğalgaz	40191,86	20000

Bu değerler sonucunda iki sistem için ortaya çıkan karbon salınım değerleri ise (3.57) eşitliği kullanılarak;

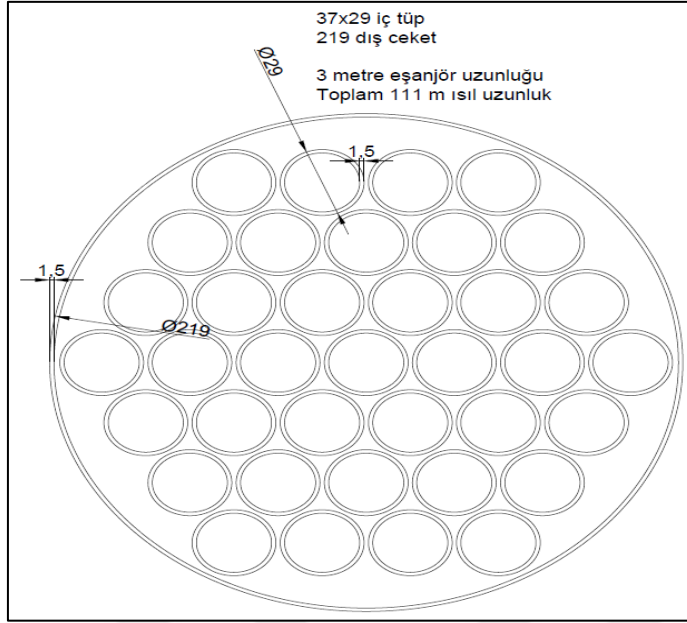
Çizelge 4.8. Normal şartlar ile tasarlanan sistemin karbon salınım değerleri

Karbon salınımı	Normal karbon salınımı	Ön ısıtma karbon salınımı
tCO ₂	81,17	40,39

Bu doğrultuda, hesaplanan salınım değerleri sonucunda (3.57) eşitliği kullanılarak;

$$Q_{\text{engel olunan,CO}_2} = \text{tCO}_2 = \%49,8$$

Tasarlanan sistem ile %49,8 oranında doğaya yapılan karbon salınımı azaltılmıştır. Şekil 4.18'de gövde içerisindeki boru yerleşimi görülmektedir.



Şekil 4.18. Gövde içerisine boru yerleşimi

Hesaplanan debi değerlerine göre Şekil 4.18’de görülen borulu eşanjör dış boru yani gövde  apı DN200 ve iç boru  apı DN25 olarak tasarlanmıştır. Bu tasarım ile DN200 bağlantı çapındaki gövde içerisine 3 m uzunluğunda DN25 çapında 37 adet boru yerleştirilebilmektedir. Bu tasarımda, gıda endüstrisinin hijyenik olması gerektiğinden ve yüksek sıcaklıklardaki dayanımından dolayı 316L paslanmaz  elik borular kullanılmıştır. Gerekli debi değerine göre düz ve helisel sarmallı borular kullanılarak tasarımı yapılan eşanjör için (3.30) eşitliği kullanılarak hesaplanan boru uzunlukları;

Çizelge 4.9. Tasarımda kullanılan helisel sarmal ile düz boru uzunlukları

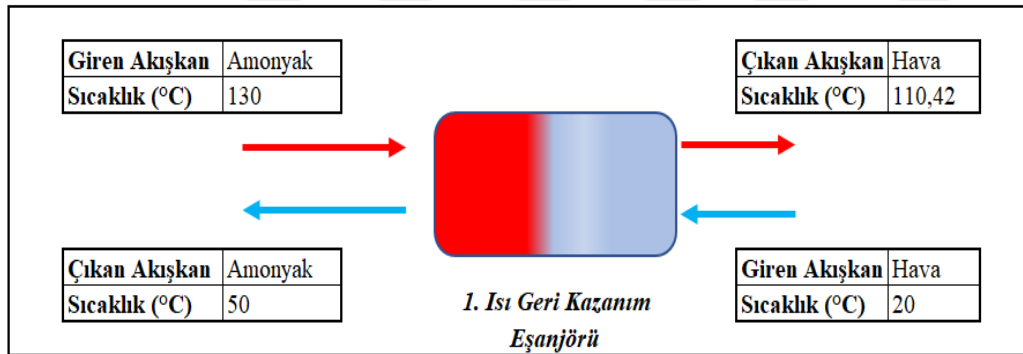
Tasarlanan boru yapısı	Hesaplanan boru uzunluğu (m)
Düz boru	122
Helisel sarmal boru	102

$$\eta_{\text{boru uzunluğu}} = 0,1639 = \%16,39$$

Böylece helisel sarmal boruların kullanılması, eşanjörün ısı transfer etkinliğini artırırken daha az boru uzunluğu ile uygulanacak prosesin çözümünü gerçekleştirir. Bu unsur da sistem verimliliğini artırmaktadır.

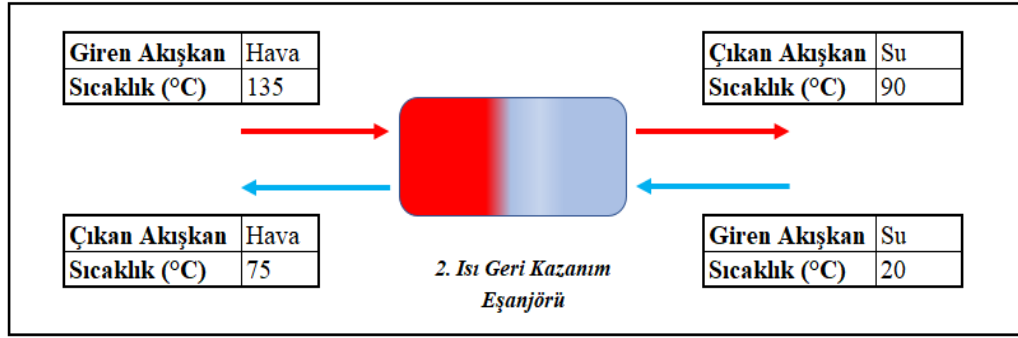
5. ARAŞTIRMA BULGULARI

Gıda endüstrisinde, süt tozu uygulamalarında genellikle 200-250 °C sıcaklıklar kullanılmaktadır. Bu gibi uygulamalarda atık hava, giriş havasından 15-20 °C daha düşük sıcaklıklarda atmosfere bırakılmaktadır. Atmosfere bu şekilde bırakılan atık havanın ısısından yararlanmak işletmelere ekonomik anlamda geri dönüş sağlamaktadır. Böylece tasarlanan sistem ile taze havanın ısıtılması için gerekli sıcaklık, debi ve soğutma çevriminin analizinin yapılabilmesi için kullanılacak değerler şu şekildedir; yoğuşma sıcaklığı 50 °C, generatörden çıkış sıcaklığı 130 °C, ısı değiştiricide 45 °C kızdırma yapılmakta ve zengin eriyiğin geri döndürülmesi ile 20 °C'lık bir soğuma şeklindedir. $T_{\text{atık ısı}} = 180$ °C sıcaklıkta generatör de, eşanjörden 90 °C sıcaklıkta çıkan NH_3 ve H_2O karışımına ısısını aktarır ve egzoz edilir. Generatörden 130 °C çıkan akışkan kondenser de 20 °C sıcaklıktaki taze hava ile karşılaşır. Kondenser de atık ısı yardımı ile taze havaya ön ısıtma yapılması sonucunda 110,42 °C sıcaklığa yükselmektedir. Tasarlanan eşanjöre ait bilgiler Şekil 5.1'de verilmiştir.



Şekil 5.1. Kondenser ile taze havanın ön ısıtması

Generatördeki atık hava tekrar bir eşanjör kullanılarak geri kazanılabilir. Örneğin gıda uygulamalarındaki pastörizatörlerde yerinde temizlik (CIP), mahal, endüstriyel tesis ve kullanım suyu ısıtma gibi uygulamalarda kullanılabilir. Şekil 5.2'de generatörden atılan 135 °C sıcaklıktaki havanın tekrar bir eşanjör yardımı ile sisteme kazandırılması sağlanmıştır. Bu eşanjör ile 2 kademeli ısı geri kazanım sistemi oluşturulmuştur.



Şekil 5.2. Generatördeki atık havanın eşanjör yardımı ile geri kazanılması

Bu çalışmada, püskürtmeli kurutma sistemlerinde çift kademeli ısı geri kazanım prosesi tasarlanmış ve analiz edilmiştir. Endüstride konvansiyonel sistemlerde standart düz borular kullanılmaktadır. Bu sistemdeki eşanjörlerde Şekil 4.19’da verilen helisel sarmallı borular kullanılmıştır. Helisel sarmallı borular kullanılarak eşanjörün ısı transfer etkinliğinin ve verimliliğinin arttığı sonucuna varılmıştır. Bu verimlilik değeri ile düz borulu eşanjörlere göre bu işlem daha az boru sayısı ile gerçekleştirilmiştir.

Böylece taze hava normal şartlarda hava ısıtıcısına 20 °C girmesi gerekirken, ön ısıtma sonucunda hava ısıtıcısına 110,42 °C girmektedir. Bu durumda tasarımı sunulan sistem ile hava ısıtıcısında %49,7 oranında verim elde edilmiştir. Buda atık ısıdan geri kazanımın ne kadar etkili ve önemli olduğunu göstermektedir.

6. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, püskürtmeli kurutma sistemleri, süt tozu uygulamaları, absorpsiyonlu soğutma çevrimi ve gıda endüstrisindeki ısı geri kazanım uygulamaları detaylı bir şekilde incelenmiştir. Bu incelemelerde gıda endüstrisinde çeşitli uygulamalarda oldukça fazla enerji açığa çıktığı ve direkt atmosfere bırakıldığı fark edilmiştir. Böylece tasarlanan püskürtmeli kurutma sisteminde çift kademeli ısı geri kazanım prosesi tasarlanmış ve analiz edilmiştir. Konvansiyonel sistemlerde genellikle standart düz borular kullanılmaktadır. Bu çalışmada eşanjörlerde helisel sarmallı borular kullanılmıştır.

Bu çalışma neticesinde püskürtmeli kurutma sisteminde ısı geri kazanımı için absorpsiyonlu soğutma çevriminin ve yeni nesil borulu eşanjörün entegre edilmesi sonucunda aşağıda sonuçlar ve öneriler paylaşılmıştır.

Sonuçlar;

- 20 °C sıcaklıktaki taze havanın direkt hava ısıtıcısında ısıtılması işleminin aksine, ortam havasına atık ısıdan yararlanılarak ön ısıtma yapılmış ve 110,42 °C sıcaklığa yükseltilmiştir.
- Hava ısıtıcısında yakıt tüketimi azaltılarak %49,7 oranında verim elde edilmiştir.
- Sistemin soğutma performans katsayısı 0,67 ve soğutma verimliliği ise %49,6 olarak hesaplanmıştır.
- Isıtma performans katsayısı 2,02 ve ısıtma verimliliği %41,2 olarak hesaplanmıştır.
- İklim değişikliği ve küresel ısınma gibi etkenler düşünülerek karbon salınım hesabı yapılmıştır. Böylece tasarlanan sistem ile %49,7 oranında doğaya yapılan karbon salımı azaltılmıştır.
- Generatördeki atık hava tekrar bir eşanjör yardımı ile yerinde temizlik (CIP), mahal, endüstriyel tesis ve kullanım suyu ısıtma gibi çeşitli uygulamalarda kullanılabilir. Bu atık hava ile 20 °C sıcaklıktaki şebeke suyu 90 °C sıcaklığa çıkarılarak uygun gıda proseslerinde kullanılabileceği eşanjör tasarımı yapılmıştır. Bu sayede 2 kademeli ısı geri kazanım sistemi tasarlanarak hem ekonomik anlamda verim sağlanmış hem de doğaya olan karbon salınımı olabildiğince azaltılmıştır.

- Tasarımı yapılan borulu eşanjörde standart düz ve helisel sarmallı boruların kullanılmasıyla karşılaştırma yapılmıştır. Bunun sonucunda düz boruların kullanılmasıyla uygulanacak proses 122 metre boru kullanılarak çözülmüş ancak helisel sarmallı boruların kullanılmasıyla boru uzunluğu 102 metreye düşmüştür. Böylece ısı transfer etkinliği artırılarak boru uzunluğundan %16,39 oranında verim elde edilmiştir. Bu tasarım sayesinde daha az alan kullanılarak daha verimli bir proses tasarlanmıştır.

Öneriler;

- Püskürtmeli kurutma sistemlerindeki atık hava içerisinde bulunan toz miktarları oldukça fazladır. Bu şekilde atık hava içerisindeki toz miktarının fazla olması ısıtmanın verimli bir şekilde geri kazanılmasına engel olabilmektedir. Çünkü katı partikül miktarının borularda birikmesi verimliliği de etkileyeceği için sürekli bakım yapılması gerekmektedir. Bundan dolayı bu sistemlerdeki filtrasyon uygulamalarının iyi bir şekilde yapıp atık hava içerisindeki katı partiküllerin minimum seviyeyi indirilmesi gerekmektedir.
- 75 °C sıcaklıktaki atık hava tekrar bir eşanjör yardımı ile kazan besleme suyu ısıtma vb. uygulamalarda kullanılabilir.

KAYNAKLAR

1. Üstündağ, Y., Heperkan, H. and Bilge, D. (1995). Gıda endüstrisinde enerji geri kazanım sistemlerinin incelenmesi ve uygulanması, *3. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, 153-164.
2. Lim, H., Han, U. and Lee, H. (2020). Design optimization of bare tube heat exchanger for the application to mobile air conditioning systems, *Applied Thermal Engineering*, 165, 114609.
3. Wallhauber, E., Hussein, M. A. and Becker, T. (2012). Detection methods of fouling in heat exchangers in the food industry, *Food Control*, 27, 1-10.
4. Fierro, J. J., Atehortua, A. E., Londono, C. N., Giraldo, M., Jouhara, H. and Wrobel, L. C. (2020). Evaluation of waste heat recovery technologies for the cement industry, *International Journal of Thermofluids*, 7-8. 100040.
5. Montes, M. J., Linares, J. I., Barbero, R. and Rovira, A. (2020). Proposal of a new design of source heat exchanger for the technical feasibility of solar thermal plants coupled to supercritical power cycles, *Solar Energy*, 211, 1027-1041.
6. Naldi, C. and Zanchini, E. (2020). A one-material cylindrical model to determine short- and long-term fluid-to-ground response factors of single U-tube borehole heat exchangers, *Geothermics*, 86, 101811.
7. Wallhauber, E., Hussein, M. A. and Becker, T. (2012). Detection methods of fouling in heat exchangers in the food industry, *Food Control*, 27, 1-10.
8. Jouhara, H., Almahmoud, S., Chauhan, A., Delpech, B., Nannou, T., Tassou, S.A., Llera, R., Lago, F. and Arribas, J. J. (2017). Experimental investigation on a flat heat pipe heat exchanger for waste heat recovery in steel industry, *Energy Procedia*, 123, 329-334.
9. Zachar, A. (2013). Investigation of a new tube-in-tube helical flow distributor design to improve temperature stratification inside hot water storage tanks operated with coiled-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 63, 15-161.
10. Hamdeh, N. H. A., Bantan, R. A. R. and Tlili, İ. (2020). Analysis of the thermal and hydraulic performance of the sector-by-sector helically coiled tube heat exchangers as a new type of heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, 150, 106229.
11. Reddy, K. V. K., Kumar, B. S. P., Gugulothu, R., Anuja, K. and Rao, P. V. (2017). CFD Analysis of a Helically Coiled Tube in Tube Heat Exchanger, *Materials Today: Proceedings*, 4, 2341-2349.
12. Bhuiya, M. M. K., Roshid, Md. M., Talukder, Md. M. M., Rasul, M. G. and Das, P. (2020). Influence of perforated triple twisted tape on thermal performance characteristics of a tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 167, 114769.

13. Rozzi, S., Massini, R., Paciello, G., Pagliarini, G., Rainieri, S. and Trifiro A. (2007). Heat treatment of fluid foods in a shell and tube heat exchanger: Comparison between smooth and helically corrugated wall tubes, *Journal of Food Engineering*, 79, 249-254.
14. Dekhil, M. A., Tala, J. V. S., Sauret, O. B. and Bougeard, D. (2020). Development of an innovative heat exchanger for sensible heat storage in agro-food industry, *Applied Thermal Engineering*, 177, 115412.
15. Ali, M., Rad, M. M., Nuhait, A., Almuzaqer, R., Alimoradi, A. and Tlili, İ. (2020). New equations for Nusselt number and friction factor of the annulus side of the conically coiled tubes in tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 164, 114545.
16. Poongavanam, G. K. and Ramalingam, V. (2019). Effect of shot peening on enhancing the heat transfer performance of a tubular heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 139, 1-14.
17. Forooghi, P., Flory, M., Bertsche, D., Wetzel, T. and Frohnappfel, B. (2017). Heat transfer enhancement on the liquid side of an industrially designed flat-tube heat exchanger with passive inserts –Numerical investigation, *Applied Thermal Engineering*, 123, 573-583.
18. Hamdeh, N. H. A., Bantan, R. A. R. and Alimoradi, A. (2020). Study of heat transfer intensification through new types of tubular heat exchangers with rod bank insert, *Chemical Engineering & Processing: Process Intensification*, 152, 107912.
19. Philipp, M., Schumm, G., Heck, P., Schlosser, F., Peesel, R. H., Walmsley, T. G. and Atkins, M. J. (2017). Increasing energy efficiency of milk product batch sterilisation, *Energy*, 164, 995-1010.
20. Julklang, W. and Golman, B. (2015). Effect of process parameters on energy performance of spray drying with exhaust air heat recovery for production of high value particles, *Applied Energy*, 151, 285-295.
21. Legorburu, G. And Smith, A. D. (2018). Energy modeling framework for optimizing heat recovery in a seasonal food processing facility, *Applied Energy*, 229, 151-162.
22. Navickaite, K., Mocerino, A., Cattani, L., Bozzoli, F., Bahl, C., Liltrop, K., Zhang, X. and Engelbrecht, K. (2019). Enhanced heat transfer in tubes based on vascular heat exchangers in fish: Experimental investigation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 137, 192-203.
23. Reay, D. (2006). Heat recovery in the food industry, 18, 544-569.
24. Zheng, B., Sun, P., Liu, Y. and Zhao, Q. (2018). Heat transfer of calcined petroleum coke and heat exchange tube for calcined petroleum coke waste heat recovery, *Energy*, 155, 56-65.
25. Markowski, M., Trafczynski, M. and Urbaniec, K. (2013). Identification of the influence of fouling on the heat recovery in a network of shell and tube heat exchangers, *Applied Energy*, 102, 755-764.

26. Yamashita, J. and Utaka, Y. (2014). Improved performance of secondary heat exchanger for latent heat recovery from flue gas using mini-tubes, *Applied Thermal Engineering*, 67, 230-239.
27. Pantaleo, A. M., Fordham, J., Oyewunmi O. A., Palma, P. D. and Markides, C. N. (2018). Integrating cogeneration and intermittent waste-heat recovery in food processing: Microturbines vs. ORC systems in the coffee roasting industry, *Applied Energy*, 225, 782-796.
28. Atkins, M. J., Walmsley, M. R. W. and Neale, J. R. (2011). Integrating heat recovery from milk powder spray dryer exhausts in the dairy industry, *Applied Thermal Engineering*, 31, 2101-2106.
29. Chen, J., Ma, C., Ji, X., Lu, X. and Wang, C. (2017). Mechanism study of waste heat recovery from slurry by surface scraped heat exchanger, *Energy Procedia*, 105, 1109-1115.
30. Mokkapati, V. and Lin, C. S. (2014). Numerical study of an exhaust heat recovery system using corrugated tube heat exchanger with twisted tape inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57, 53-64.
31. Cao, X., Zhang, N., Yuan, Y. and Luo, X. (2020). Thermal performance of triplex-tube latent heat storage exchanger: simultaneous heat storage and hot water supply via condensation heat recovery, *Renewable Energy*, 157, 616-625.
32. Ma, H., Du, N., Zhang, Z., Lyu, F., Deng, N., Li, C. and Yu, S. (2017). Assessment of the optimum operation conditions on a heat pipe heat exchanger for waste heat recovery in steel industry, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79, 50-60.
33. Biçer, N., Engin, T., Yaşar, H., Büyükkaya, E., Aydın, A. and Topuz, A. (2020). Design optimization of a shell-and-tube heat exchanger with novel three-zonal baffle by using CFD and taguchi method, *International Journal of Thermal Sciences*, 155, 106417.
34. Kallannavar, S., Mashyal, S. and Rajangale, M. (2020). Effect of tube layout on the performance of shell and tube heat exchangers, *Materials Today: Proceedings*, 27, 263-267.
35. Jian, G., Wang, S. and Wen, J. (2021). Experimental study on the tube-side thermal-hydraulic performance of spiral wound heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences*, 150, 106618.
36. Nunez, M. P. and Gonzalez, J. C. M. (2020). Use of the thermal and hydraulic length for the screening selection of turbulence promoters in tubular heat exchangers, *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 157, 108513.
37. Lisboa, H. M., Duarte, M. E., and Mata, M. E. C. (2018). Modeling of food drying processes in industrial spray dryers, *Food and Bioproducts Processing*, 107, 49-60.
38. Takemoto, T., Crittenden, B. D. and Kolaczowski, S. T. (1999). Interpretation of fouling data in industrial shell and tube heat exchangers, *Institution of Chemical Engineers*, 769-778.

39. Kotcioglu, I., Khalaji, M. N. and Cansız, A. (2018). Heat transfer analysis of a rectangular channel having tubular router in different winglet configurations with Taguchi method, *Applied Thermal Engineering*, 132, 637-650.
40. Parmaksızoğlu, C. and Çeteci, Ö. (1999). Isı değiştirici tasarımı, *IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 13, 135-147.
41. Jahanbin, A. (2020). Thermal performance of the vertical ground heat exchanger with a novel elliptical single U-tube, *Geothermics*, 86, 101804.
42. Torrijos, M. F., Ibanez, J. A. A., Sobrino, C. and Santana, D. (2016), ϵ -NTU relationships in parallel-series arrangements: Application to plate and tubular heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 99, 1119-1132.
43. Moejes, S. N., Visser, Q., Bitter, J. H. and Boxtel, V. A. J. B. (2018). Closed-loop spray drying solutions for energy efficient powder production, *Innovative Food Science and Emerging Technologies*, 47, 24-37.
44. Mezhericher, M., Levy, A. and Borde, I. (2010). Spray drying modelling based on advanced droplet drying kinetics, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 49, 1205-1213.
45. Walmsley, T. G., Atkins, M. J., Walmsley, M. R. W., Philipp, M. and Peesel, R. H. (2018). Process and utility systems integration and optimisation for ultra-low energy milk powder production, *Energy*, 146, 67-81.
46. Jouhara, H., Khordehgah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A. and Tassou, S. A. (2018). Waste heat recovery technologies and applications, *Thermal Science and Engineering Progress*, 6, 268-289.
47. Vellini, M., Gambini, M. and Stilo, T. (2020). High-efficiency cogeneration systems for the food industry, *Journal of Cleaner Production*, 260, 121-133.
48. İnternet: T. C. Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, (2014). Sektörel örnek hesaplama, https://webdosya.csb.gov.tr/db/destek/icerikler/sektorel_hesaplama_ornekler--20191127114542.pdf adresinden edinilmiştir.
49. Law, R., Harvey, A. and Reay, D. (2013). Opportunities for low-grade heat recovery in the UK food processing industry, *Applied Thermal Engineering*, 53, 188-196.
50. Liu, S., Huang, W., Bao, Z., Zeng, T., Qiao M. and Meng, J. (2021). Analysis, prediction and multi-objective optimization of helically coiled tube-in-tube heat exchanger with double cooling source using RSM, *International Journal of Thermal Sciences*, 159, 106568.
51. Bartuli, E. Ph. D., Kudelova, T. Ph. D. and Raudensky, M. (2021). Shell-and-tube polymeric hollow fiber heat exchangers with parallel and crossed fibers, *Applied Thermal Engineering*, 182, 116001.
52. Tang, D., Li, D., Peng, Y. and Du, Z. (2010). A new approach in evaluation of thermal contact conductance of tubeefin heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 30, 1991-1996.

53. Bougriou, C. and Bessaih, R. (2005). Determination of apparent heat transfer coefficient by condensation in an industrial finned-tube heat exchanger: prediction, *Applied Thermal Engineering*, 25, 1863-1870.
54. Shafieian, A. and Khiadani, M. (2020). A multipurpose desalination, cooling, and air-conditioning system powered by waste heat recovery from diesel exhaust fumes and cooling water, *Case Studies in Thermal Engineering*, 21, 100702.
55. Ai, S., Wang, B., Li, X. and Shi, W. (2016). Analysis of a heat recovery system of the spray-drying process in a soy protein powder plant, *Applied Thermal Engineering*, 103, 1022-1030.
56. Kunwer, R., Pandey, S. and Bhurat, S. S. (2020). Comparison of selected shell and tube heat exchangers with segmental and helical baffles, *Thermal Science and Engineering Progress*, 20, 100712.
57. Gupta A., Roy, A., Gupta, S. and Gupta, M. (2020). Numerical investigation towards implementation of punched winglet as vortex generator for performance improvement of a fin-and-tube heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 149, 119171.
58. Ramirez, C. A., Patel, M. and Blok, K. (2006). From fluid milk to milk powder: Energy use and energy efficiency in the European dairy industry, *Energy*, 31, 1984-2004.
59. Taler, D., Taler, J. and Trojan, M. (2020). Thermal calculations of plate-fin-and-tube heat exchangers with different heat transfer coefficients on each tube row, *Energy*, 203, 117806.
60. Walmsley, T. G., Walmsley, M. R. W., Atkins, M. J., Neale, J. R. and Tarighaleslami, A. H. (2015). Thermo-economic optimisation of industrial milk spray dryer exhaust to inlet air heat recovery, *Energy*, 90, 95-104.
61. Golman, B. and Julklang, W. (2014). Simulation of exhaust gas heat recovery from a spray dryer, *Applied Thermal Engineering*, 73, 899-913.
62. Walmsley, T. G., Walmsley, M. R. W., Atkins, M. J. and Neale, J. R. (2013) Improving energy recovery in milk powder production through soft data optimisation, 1-8.
63. Kothari, R., Kumar, V. and Tyagi, V. V. (2011). Assessment of waste treatment and energy recovery from dairy industrial waste by anaerobic digestion, *Special Issue on Environmental Management For Sustainable Development*, 1-6.
64. Xu, Z. Y., Gao, J. T., Mao, H. C., Liu, D. S. and Wang, R. Z. (2020). Double-section absorption heat pump for the deep recovery of low-grade waste heat, *Energy Conversion and Management*, 220, 113072.
65. Marculescu, C. and Alexe, F. (2014). Assessing the power generation solution by thermal-chemical conversion of meat processing industry waste, *Energy Procedia*, 50, 738-743.
66. Moejes, S. N. and Boxtel, A. J. B. V. (2016), Energy saving potential of emerging technologies in milk powder production, *Trends in Food Science & Technology*, 1-12.

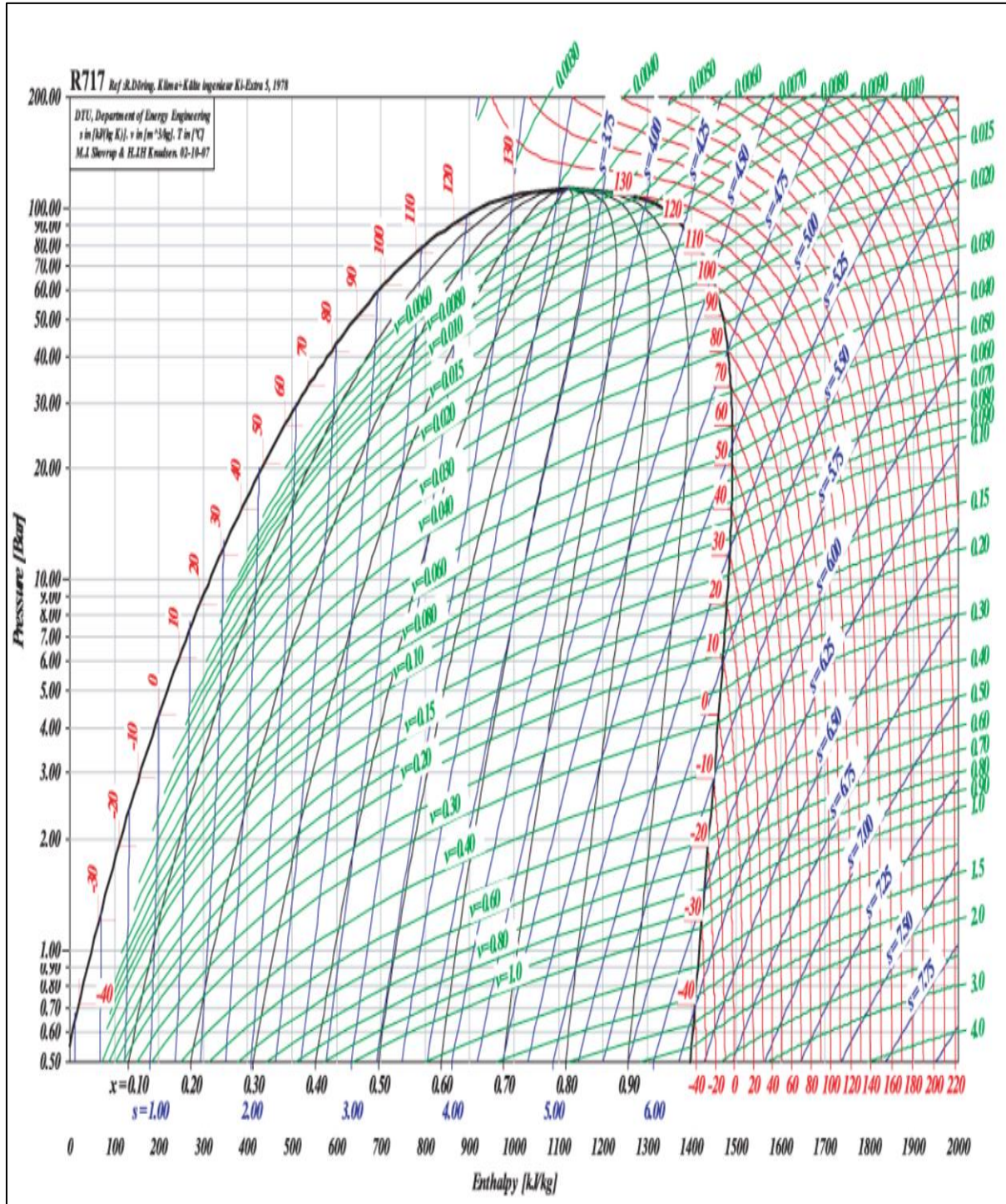
67. Awbi, H. B. (1998). Calculation of convective heat transfer coefficients of room surfaces for natural convection, *Energy and Buildings*, 28, 219-227.
68. Galanakis, C. (2020). Food waste valorization opportunities for different food industries, *The Interaction of Food Industry and Environment*, 341-422.
69. Tökü, U., Demireren, Y. and Ceylan, Z. (2013). Plakalı ısı eşanjörleri ve bakım kriterleri, *MMO Denizli Şubesi Tesisat Mühendisliği Komisyonu*, 1-72.
70. Kuruneru, S. T. W., Vafai, K., Sauret, E. and Gu, Y. (2020). Application of porous metal foam heat exchangers and the implications of particulate fouling for energy-intensive industries, *Chemical Engineering Science*, 228, 115968.
71. Han, Y., Wang, X. S., Zhang, H. N., Chen, Q. Z. and Zhang, Z. (2020). Multi-objective optimization of helically coiled tube heat exchanger based on entropy generation theory, *International Journal of Thermal Sciences*, 147, 106150.
72. Ostermeier, P., Dawo, F., Vandersickel, A., Gleis, S. and Spliethoff, H. (2018). Numerical calculation of wall-to-bed heat transfer coefficients in Geldart B bubbling fluidized beds with immersed horizontal tubes, *Powder Technology*, 333, 193-208.
73. Cimşit, M. Y. (2009). Doğal Sirkülasyonlu Isı Geri Kazanım Çevrimi, 1-87.
74. Wang, B., Klemes, J. J., Li, N., Zeng, M., Varbanov, P. S. and Liang, Y. (2020). Heat exchanger network retrofit with heat exchanger and material type selection: A review and a novel method, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 1364-1390.
75. Kruzel, M., Bohdal, T. and Sikora, M. (2020). Heat transfer and pressure drop during refrigerants condensation in compact heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 161, 120283.
76. Mohammadi, M. H., Abbasi, H. R., Yavarinasab, A. and Pourrahmani, H. (2020). Thermal optimization of shell and tube heat exchanger using porous baffles, *Applied Thermal Engineering*, 170, 115005.
77. Ma, G., Zhang, Y., Yue, M. and Shi, Y. (2020). Thermal economy study on the waste heat utilization of a double reheat unit under coupled steam turbine and boiler, *Applied Thermal Engineering*, 175, 115112.
78. Vellini, M., Gambini, M. and Stilo, T. (2020). High-efficiency cogeneration systems for the food industry, *Journal of Cleaner Production*, 260, 121133.
79. Qi, C., Luo, T., Liu, M., Fan, F. and Yan, Y. (2019). Experimental study on the flow and heat transfer characteristics of nanofluids in double-tube heat exchangers based on thermal efficiency assessment, *Energy Conversion and Management*, 197, 111877.
80. Ganju, S. and Gogate P. R. (2017). A review on approaches for efficient recovery of whey proteins from dairy industry effluents, *Journal of Food Engineering*, 215, 84-96.

81. Sandali, M., Boubekri, A., Mennouche, D. and Gherraf, N. (2019). Improvement of a direct solar dryer performance using a geothermal water heat exchanger as supplementary energetic supply. An experimental investigation and simulation study, *Renewable Energy*, 135, 186-196.
82. İnternet: Alfa Laval. Türkiye. (2020). Contalı Plakalı Isı Değişiriciler, URL: <https://rise.articulate.com/share/41uMyKlu1vWsmX4LW5I1SXql6ABo6kO2#/lessons/rcaJRdBiTtLr6bIB7TAMsRAYikYVefye>, Son Erişim Tarihi: 05.04.2021.
83. İnternet: Alfa Laval. Türkiye. (2020). Contalı Plakalı Isı Değişiriciler, URL: https://rise.articulate.com/share/C0hJi3ezAs_miReWtilN4J0lQZYW12b#/lessons/52bVkvSc0PTNLaXRTv2U95trY6ZlZ0MT, Son Erişim Tarihi: 05.04.2021.
84. İnternet: Alfa Laval. Türkiye. (2020). Contalı Plakalı Isı Değişiriciler, URL: https://rise.articulate.com/share/Dp6SWFhTFw_lz7RDjX8c0If8Qll0Ehq#/lessons/5eu8ojpRNNpNjSXQHlIxdI8UmVxQa9uh, Son Erişim Tarihi: 05.04.2021.
85. Muszynski, T. (2017). Design and experimental investigations of a cylindrical microjet heat exchanger for waste heat recovery systems, *Applied Thermal Engineering*, 115, 782-792.
86. Liang, Y., Shu, G., Tian, H. and Sun, Z. (2018). Investigation of a cascade waste heat recovery system based on coupling of steam Rankine cycle and NH₃-H₂O absorption refrigeration cycle, *Energy Conversion and Management*, 166, 697-703.
87. Abdelmagied, M. (2019). Thermal performance characteristics of a triple spiral tube heat exchanger, *Chemical Engineering & Processing: Process Intensification*, 149, 107707.
88. Neyer, D., Ostheimer, M., Hauer, N., Halmdienst, C. and Pink, W. (2018). Application of an adapted single-/half- effect NH₃/H₂O absorption chiller in tri-generation and solar cooling systems, *Solar Energy*, 173, 715-727.
89. Adedeji, M. J., Ruwa, T. L., Abid, M., Ratlamwala, T. A. H. and Dağbaşı, M. (2017). Energy, Exergy, Economic and Environmental analysis of Photovoltaic Thermal Systems for Absorption Cooling Application, *Energy Procedia*, 142, 916-923.
90. Li, B., Wang, S., Wang, K. and Song, L. (2020). Thermo-economic analysis of a combined cooling, heating and power system based on carbon dioxide power cycle and absorption chiller for waste heat recovery of gas turbine, *Energy Conversion and Management*, 224, 113372.
91. Seryakov, A. V. (2020). Resonant vibration heat transfer coefficient increase of short low-temperature heat pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, 119764.
92. Abeykoon C. (2020). Compact heat exchangers – Design and optimization with CFD, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 146, 118766.



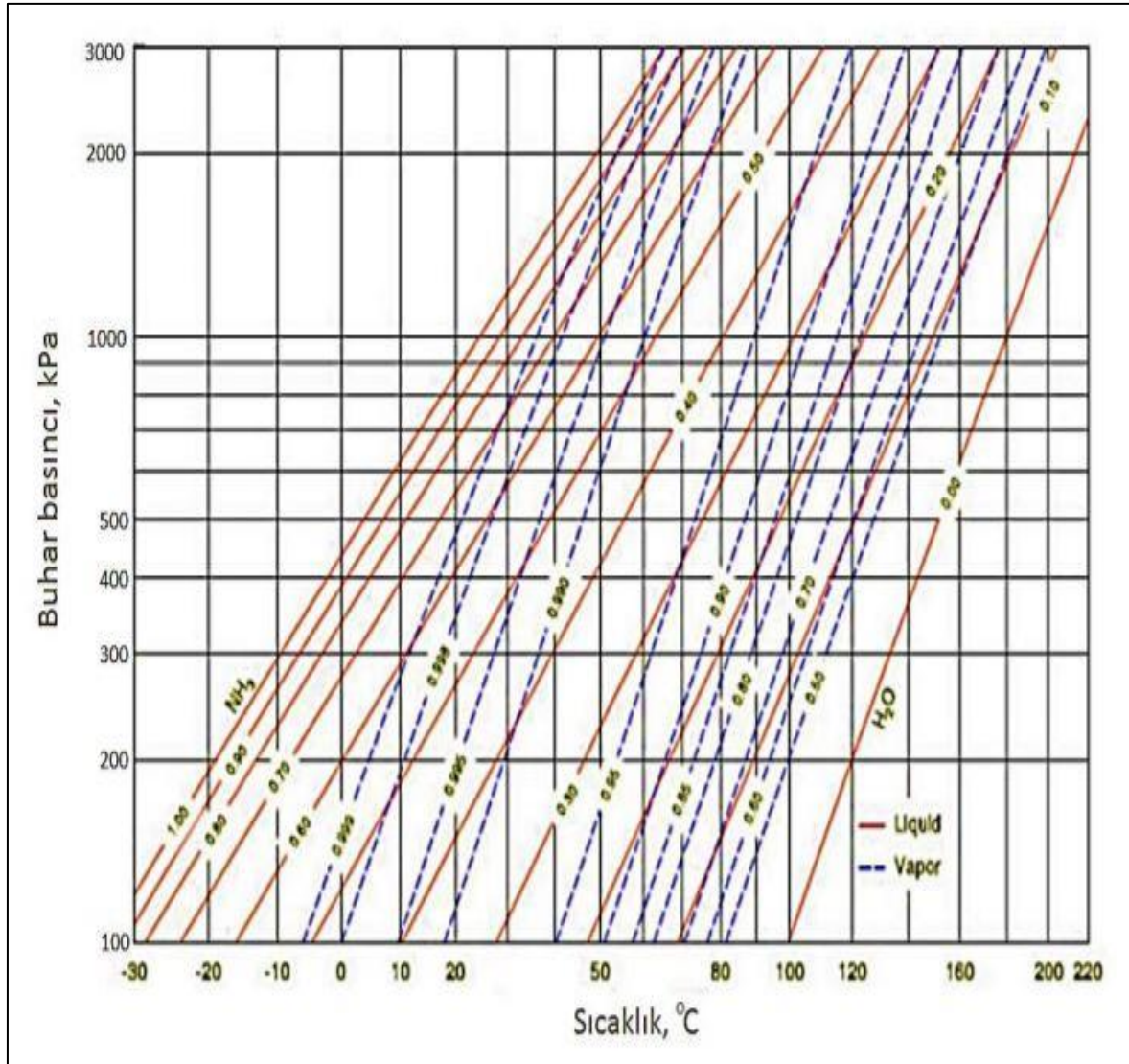


EK-1. Amonyak logP-h diyagramı



Şekil 1.1. Amonyak basınç ve entalpi eğrisi

EK-2. Amonyak ve su eriyiğinin sıcaklık-basınç konsantrasyon diyagramı



Şekil 2.1. Amonyak ve su eriyiğinin sıcaklık-basınç eğrisi

EK-4. Atmosferik basınçta havanın fiziksel özellikleri

Çizelge 4.1. Atmosferik basınçta havanın fiziksel özellikleri

SICAKLIK	ÖZGÜL KÜTLE	İLETİM KATSAYISI	ÖZGÜL ISI		DİNAMİK VİSKOZİTE	KİNEMATİK VİSKOZİTE	ISIL YAYINIM	ISIL GENLEŞME	PRANDLE
T [°C]	ρ [kg/m ³]	λ [kcal/mh°C]	c_p [kcal/kg°C]	c_v [kcal/Nm ⁻¹ °C]	$\mu \cdot 10^6$ [kgs/m ²]	$\nu \cdot 10^4$ [m ² /s]	a [m ² /h]	$\beta \cdot 10^3$ [1/°K]	Pr
0	1.293	0.0209	0.240	0.310	1.754	0.133	0.067	3.67	0.711
20	1.204	0.0221	0.240	0.310	1.855	0.151	0.075	3.43	0.713
40	1.127	0.0233	0.240	0.311	1.950	0.170	0.086	3.20	0.711
60	1.060	0.0245	0.241	0.311	2.042	0.189	0.096	3.00	0.709
80	1.000	0.0257	0.241	0.311	2.134	0.209	0.107	2.83	0.708
100	0.946	0.0270	0.241	0.311	2.224	0.231	0.118	2.68	0.703
120	0.898	0.0282	0.242	0.311	2.311	0.252	0.130	2.55	0.700
140	0.854	0.0295	0.242	0.312	2.397	0.276	0.143	2.43	0.695
160	0.815	0.0308	0.243	0.312	2.481	0.299	0.154	2.32	0.690
180	0.779	0.0320	0.244	0.312	2.564	0.323	0.168	2.21	0.690
200	0.746	0.0332	0.245	0.313	2.635	0.346	0.182	2.11	0.685
250	0.675	0.0362	0.247	0.313	2.832	0.412	0.217	1.91	0.680
300	0.616	0.0390	0.250	0.314	3.005	0.479	0.253	1.75	0.680
350	0.566	0.0417	0.252	0.316	3.178	0.551	0.292	1.61	0.680
400	0.524	0.0443	0.255	0.318	3.340	0.625	0.331	1.49	0.680
450	0.488	0.0467	0.258	0.319	3.508	0.705	0.371	1.38	0.685
500	0.456	0.0490	0.261	0.320	3.650	0.785	0.411	1.29	0.690
600	0.404	0.0535	0.266	0.324	3.940	0.956	0.407	1.15	0.690
700	0.363	0.0573	0.271	0.327	4.200	1.137	0.583	1.03	0.700
800	0.329	0.0607	0.276	0.330	4.450	1.328	0.669	0.93	0.715
900	0.301	0.0637	0.280	0.334	4.680	1.525	0.756	0.85	0.725
1000	0.277	0.0662	0.283	0.337	4.890	1.730	0.846	0.79	0.735
1100	0.257	0.0719	0.286	0.340	5.274	2.012	0.978	0.73	0.740
1200	0.240	0.0757	0.289	0.343	5.744	2.241	1.093	0.68	0.740
Not: Duman gazı için yandaki değerleri alınız veya baca gazı özellikleri tablosuna bakınız					$\lambda_{dg} = 0.93 \lambda_h$	$\nu_{dg} = 0.95 \nu_h$	$a_{dg} = 0.84 a_h$		

EK-5. Doymuş su sıcaklık tablosu

Çizelge 5.1. Doymuş su sıcaklık tablosu

Doymuş su — Sıcaklık tablosu												
		Özgül hacim, m^3/kg		İç enerji, kJ/kg			Entalpi, kJ/kg			Entropi, $kJ/(kg \cdot K)$		
Sıcaklık, T °C	Doymuş basıncı, P_{oy} kPa	Doymuş sıvı, v_f	Doymuş buhar, v_g	Doymuş sıvı, u_f	Doymuş Buhar, u_g	Doymuş buhar, u_g	Doymuş sıvı, h_f	Doymuş Buhar, h_g	Doymuş buhar, h_g	Doymuş sıvı, s_f	Doymuş Buhar, s_g	Doymuş buhar, s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2261	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2489	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.06	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

EK-6. Doymuş su basınç tablosu

Çizelge 6.1. Doymuş su basınç tablosu

Doymuş su - Basınç tablosu												
Doyma Basınç., P kPa	Doyma sıcaklığı., T_{doym} °C	Doymuş sıvı, v_f	Doymuş buhar, v_g	Özgül hacim, m^3/kg		İç enerji, kJ/kg		Entalpi, kJ/kg			Entropi, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	
				Doymuş sıvı, u_f	Doymuş buhar., u_g	Doymuş sıvı, h_f	Doymuş buhar., h_g	Doymuş buhar, h_g	Doymuş sıvı, s_f	Doymuş buhar., s_g	Doymuş buhar, s_g	Doymuş buhar, s_g
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690	8.9749
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314	8.8270
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621	8.7227
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302	8.6421
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222	8.5765
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510	8.4734
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176	8.3938
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738	8.2501
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996	8.1488
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522	8.0071
20	60.06	0.001017	7.6481	251.40	2204.6	2456.0	251.42	2357.5	2608.9	0.8320	7.0752	7.9073
25	64.96	0.001020	6.2034	271.93	2190.4	2462.4	271.96	2345.5	2617.5	0.8932	6.9370	7.8302
30	69.09	0.001022	5.2287	289.24	2178.5	2467.7	289.27	2335.3	2624.6	0.9441	6.8234	7.7675
40	75.86	0.001026	3.9933	317.58	2158.8	2476.3	317.62	2318.4	2636.1	1.0261	6.6430	7.6691
50	81.32	0.001030	3.2403	340.49	2142.7	2483.2	340.54	2304.7	2645.2	1.0912	6.5019	7.5931
75	91.76	0.001037	2.2172	384.36	2111.8	2496.1	384.44	2278.0	2662.4	1.2132	6.2426	7.4558
100	99.61	0.001043	1.6941	417.40	2088.2	2505.6	417.51	2257.5	2675.0	1.3028	6.0562	7.3589
101.325	99.97	0.001043	1.6734	418.95	2087.0	2506.0	419.06	2256.5	2675.6	1.3069	6.0476	7.3545
125	105.97	0.001048	1.3750	444.23	2068.8	2513.0	444.36	2240.6	2684.9	1.3741	5.9100	7.2841
150	111.35	0.001053	1.1594	466.97	2052.3	2519.2	467.13	2226.0	2693.1	1.4337	5.7894	7.2231
175	116.04	0.001057	1.0037	486.82	2037.7	2524.5	487.01	2213.1	2700.2	1.4850	5.6865	7.1716
200	120.21	0.001061	0.88578	504.50	2024.6	2529.1	504.71	2201.6	2706.3	1.5302	5.5968	7.1270
225	123.97	0.001064	0.79329	520.47	2012.7	2533.2	520.71	2191.0	2711.7	1.5706	5.5171	7.0877
250	127.41	0.001067	0.71873	535.08	2001.8	2536.8	535.35	2181.2	2716.5	1.6072	5.4453	7.0525
275	130.58	0.001070	0.65732	548.57	1991.6	2540.1	548.86	2172.0	2720.9	1.6408	5.3800	7.0207
300	133.52	0.001073	0.60582	561.11	1982.1	2543.2	561.43	2163.5	2724.9	1.6717	5.3200	6.9917
325	136.27	0.001076	0.56199	572.84	1973.1	2545.9	573.19	2155.4	2728.6	1.7005	5.2645	6.9650
350	138.86	0.001079	0.52422	583.89	1964.6	2548.5	584.26	2147.7	2732.0	1.7274	5.2128	6.9402
375	141.30	0.001081	0.49133	594.32	1956.6	2550.9	594.73	2140.4	2735.1	1.7526	5.1645	6.9171
400	143.61	0.001084	0.46242	604.22	1948.9	2553.1	604.66	2133.4	2738.1	1.7765	5.1191	6.8955
450	147.90	0.001088	0.41392	622.65	1934.5	2557.1	623.14	2120.3	2743.4	1.8205	5.0356	6.8561
500	151.83	0.001093	0.37483	639.54	1921.2	2560.7	640.09	2108.0	2748.1	1.8604	4.9603	6.8207
550	155.46	0.001097	0.34261	655.16	1908.8	2563.9	655.77	2096.6	2752.4	1.8970	4.8916	6.7886
600	158.83	0.001101	0.31560	669.72	1897.1	2566.8	670.38	2085.8	2756.2	1.9308	4.8285	6.7593
650	161.98	0.001104	0.29260	683.37	1886.1	2569.4	684.08	2075.5	2759.6	1.9623	4.7699	6.7322
700	164.95	0.001108	0.27278	696.23	1875.6	2571.8	697.00	2065.8	2762.8	1.9918	4.7153	6.7071
750	167.75	0.001111	0.25552	708.40	1865.6	2574.0	709.24	2056.4	2765.7	2.0195	4.6642	6.6837



GAZİ GELECEKTİR..