



DEMİR ÇELİK ENDÜSTRİSİNDE ERGİMİŞ CÜRUF TAN ELDE
EDİLEN ATIK ISININ GERİ KAZANIMI

Semih AKIN

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Prof. Dr. Yusuf Ali KARA

2016



T.C
BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEMİR ÇELİK ENDÜSTRİSİNDE ERGİMİŞ
CÜRUF TAN ELDE EDİLEN ATIK ISININ GERİ
KAZANIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Semih AKIN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

BURSA

Ağustos 2016

YÜKSEK LİSANS TEZİ ONAY FORMU

“Semih AKIN” tarafından “Prof.Dr.Yusuf Ali KARA” yönetiminde hazırlanan “DEMİR ÇELİK ENDÜSTRİSİNDE ERGİMİŞ CÜRUF TAN ELDE EDİLEN ATIK ISININ GERİ KAZANIMI” başlıklı tez, kapsamı ve niteliği açısından incelenmiş ve **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Yusuf Ali KARA

(Bursa Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü)

Prof. Dr. Deniz UZUNSOY

(Bursa Teknik Üniversitesi, Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümü)

Prof. Dr. Fikret YÜKSEL

(Yalova Üniversitesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü)

Tez Savunma Tarihi: 11 / 08 / 2016

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Doç. Dr. Murat ERTAŞ

.../.../2016

TEŞEKKÜR

Tez çalıőmam sırasında, değerli zamanını ayırarak çalıőmamı yönlendiren ve kolaylaőtıran, tecrübelerini benden esirgemeyen tez danıőmanım Prof.Dr.Yusuf Ali KARA'ya, karőtılaőtıęım problemleri aőtmam konusunda yardımlarıyla destek olan Prof.Dr.Deniz Uzunsoy'a, en sıkıntılı zamanlarımda desteklerini yanımda hissettiğim aileme ve arkadaőtlarıma teőtakkr bir borç bilirim. Ayrıca bu çalıőmayı 2210-C ncelikli Alanlara Yönelik Yurt İçi Yüksek Lisans Bursu kapsamında maddi olarak destekleyen Türkiye Bilimsel ve Teknik Araştırma Kurumuna (TÜBİTAK) teőtakkr ederim.

Semih AKIN



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfo no</u>
Dış Kapak	
İç Kapak	
Tez Sınav Sonuç Formu	
İntihal Beyanı	
Teşekkür	
İçindekiler	<i>v</i>
Şekil Listesi	<i>viii</i>
Çizelge Listesi	<i>x</i>
Sembol Listesi	<i>xi</i>
Kısaltma Listesi	<i>xii</i>
Özet	<i>xiii</i>
Abstract	<i>xiv</i>
1. GİRİŞ	1
1.1 Cüruf	2
1.2 Cüruftan Yararlanma	2
1.2.1 Yüksek fırın cüruflarının kullanımı	3
1.2.1 Çelik cüruflarının kullanımı	3
1.2.3 Granülasyon işlemi	4
1.2.4 Cürufun ısı geri kazanımında karşılaşılan zorluklar	5
2. LİTERATÜR ÖZETİ	7
2.1 Fiziksel Metotlar	7
2.1.1 Mekanik ufalama metodu (Mechanical crushing method)	7
2.1.2 Hava püskürtme metodu (Air blast method)	12
2.1.3 Santrifüj granülasyon metodu	13
2.1.4 Diğer fiziksel yöntemler	19

	<u>Sayfo no</u>
2.2 Kimyasal Metotlar	19
2.2.1 Yakıt gazı üretimi	19
2.2.2 Kimyasal metotların durum değerlendirmesi	23
3. MATERYAL VE YÖNTEM	24
3.1 Birinci Isı Geri Kazanımı Çevrimi	26
3.1.1 RCA tasarımı	26
3.1.2 Akışkan yatak tasarımı	39
3.1.3 Kızdırıcı tasarımı	48
3.1.4 Atık ısı kazanı (AIK) tasarımı	53
3.1.5 Buhar türbini hesabı	58
3.1.6 Yoğuşturucu seçimi	60
3.1.7 Pompa gücünün belirlenmesi	61
3.1.8 İlk çevrim için ısı verimin hesaplanması	61
3.2 İkinci Isı Geri Kazanımı Çevrimi	61
3.2.1 İkinci akışkan yatak tasarımı	62
3.2.2 Organik Rankine Çevrimi	66
3.2.3 Organik iş akışkanı seçimi	67
3.2.4 Kızdırıcı tasarımı	68
3.2.5 Atık ısı kazanı (AIK) tasarımı	72
3.2.6 Buhar türbini hesabı	77
3.2.7 Reküperatör tasarımı	78
3.2.8 Yoğuşturucu seçimi	83
3.2.9 Pompa gücünün belirlenmesi	84
3.2.10 İkinci çevrim için ısı veriminin hesaplanması	84
3.3 Basınç Kayıplarının ve Fan Güçlerinin Hesaplanması	84
3.3.1 Birinci çevrim için hesaplamalar	84
3.3.2 İkinci çevrim için hesaplamalar	86
3.4 Sistem Veriminin Hesaplanması	88

	<u>Sayfo no</u>
3.5 Ekonomik Analiz	88
3.5.1 Maliyet analizi	88
3.5.2 Tasarlanan sistemden elde edilecek elektrik enerjisi miktarı	91
3.5.3 Tasarlanan ısı geri kazanım sisteminden elde edilecek kar	91
3.5.4 Yatırım geri dönüş süresinin hesaplanması	91
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	92
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	93
KAYNAKLAR	95
EKLER	98
ÖZGEÇMİŞ	101

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa no</u>	
Şekil 1.1	Demir çelik endüstrisinde açığa çıkan yüksek sıcaklıklı ısı [1]	1
Şekil 1.2	Ergimiş cüruf [4]	2
Şekil 1.3	Cürufun çimento ve asfalt hammaddesi olarak kullanımı [5]	2
Şekil 1.4	Kuru granülasyon işlemi örneği [8]	5
Şekil 2.1	Katı cüruf çarptırma prosesi [1]	8
Şekil 2.2	Mekanik karıştırma prosesi [1]	9
Şekil 2.3	Sumimoto metal tarafından geliştirilen mekanik karıştırma prosesi [1]	9
Şekil 2.4	Döner tambur prosesinin şematik gösterimi [1]	10
Şekil 2.5	İkiz tambur prosesinin şematik gösterimi [1]	11
Şekil 2.6	Hava püskürtme prosesi [6]	12
Şekil 2.7	RCA prosesi [11]	14
Şekil 2.8	Mizuochi tarafından geliştirilen RCA metodunun şematik gösterimi[1]	15
Şekil 2.9	Yu ve arkadaşları tarafından geliştirilen ısı geri kazanım ekipmanı[1]	16
Şekil 2.10	Döner Disk Atomizeri Metodu [12]	17
Şekil 2.11	İki ve çoklu nozula sahip döner silindir [1]	18
Şekil 2.12	Metan ayrıştırma yönteminin şematik gösterimi [9]	20
Şekil 2.13	RCA ve MSR kombine ısı geri kazanım sistemi [9]	21
Şekil 2.14	Kömür gazlaştırma prosesinin şematik gösterimi [1]	22
Şekil 2.15	Katı atıkların pirolizi ve gazlaştırılması şematik gösterimi [9]	23
Şekil 3.1	Tasarlanan santralin şematik görünümü	24
Şekil 3.2	3000 dev/dak dönme hızında RCA prosesinde oluşan partiküller [6]	27
Şekil 3.3	Kanatçıklı ve nozullu pürüzlü granülatörler [6]	29
Şekil 3.4	Tasarlanan granülatör	32
Şekil 3.5	Granülatörün kontrol hacmi olarak modellenmesi	32
Şekil 3.6	Tasarlanan granülatörün sonlu elemanlar modeli	34
Şekil 3.7	Granülatörün sınır şartları ve yükleme durumu	35
Şekil 3.8	Von-Mises strain dağılımı	35
Şekil 3.9	Tahrik mili tasarımı	36
Şekil 3.10	Tahrik milinin burkulma analizi	37
Şekil 3.11	Tahrik milinin bileşik yükleme durumu ve SEM	38
Şekil 3.12	Tasarlanan RCA sistemi	38
Şekil 3.13	Akışkan yatak içerisinde cüruf partiküllerinin atık ısının geri kazanımı	39
Şekil 3.14	Tasarlanan akışkan yatak	40
Şekil 3.15	Akışkan yatak içerisinde cüruf partikülüne etki eden kuvvetler	40
Şekil 3.16	Granülasyon işlemi sonucunda cürufta meydana gelen hız bileşenleri	41
Şekil 3.17	Akışkan yatak içerisinde RCA ve fanlar arasındaki yükseklik	42
Şekil 3.18	Akışkan yatak içerisinde fanların hız bileşenleri	44
Şekil 3.19	Tasarlanan akışkan yatak ve önemli parametreleri	47
Şekil 3.20	Ticari bir kızdırıcı örneği [22]	48

Şekil 3.21	Kızdırıcı giriş ve çıkış şartları	49
Şekil 3.22	Atık ısı kazanı giriş ve çıkış şartları	53
Şekil 3.23	Buhar türbini giriş ve çıkış şartları	59
Şekil 3.24	Hava soğutmalı finned tube ısı eşanjörü	60
Şekil 3.25	Tasarlanan ikinci ısı geri kazanım çevrimi	62
Şekil 3.26	İkinci akışkan yatağın şematik görünüşü	63
Şekil 3.27	Cürufun ve havanın ikinci akışkan yatağa giriş ve çıkış sıcaklıkları	65
Şekil 3.28	ASHRAE tarafından yapılan emniyet sınıflandırılması [30]	67
Şekil 3.29	Kızdırıcı giriş ve çıkış şartları [33]	68
Şekil 3.30	Atık ısı kazanı giriş ve çıkış şartları	72
Şekil 3.31	Buhar türbini giriş ve çıkış şartları	77
Şekil 3.32	Rekuperatör giriş ve çıkış şartları	79
Şekil 3.33	SIEMENS SST-040 buhar türbini [39]	89



ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa no</u>
Çizelge 1.1 Cüruftan ısı geri kazanımında karşılaşılan zorluklar ve çözümleri [9]	6
Çizelge 3.1 Farklı hız değerlerinde granülasyon sonucu oluşan katı cüruf partiküllerinin çap değerlerinin dağılımı [13]	27
Çizelge 3.2 1.4462 kalite dubleks paslanmaz çeliğe ait mekanik özellikler [17]	30
Çizelge 3.3 Ergimiş cürufa ait fiziksel özellikler [18]	31
Çizelge 3.4 Granülatör ve cürufa ait parametreler	42
Çizelge 3.5 1 atm basınç ve 25°C’de havanın özellikleri	44
Çizelge 3.6 Hesaplamalar için gerekli parametreler ve değerleri	45
Çizelge 3.7 Tasarlanan kızdırıcıya ait özellikler	53
Çizelge 3.8 Tasarlanan AIK’ya ait özellikler	58
Çizelge 3.9 Seçilen yoğuşturucuya ait özellikler	60
Çizelge 3.10 Tasarlanan kızdırıcıya ait özellikler	72
Çizelge 3.11 Tasarlanan AIK’ya ait özellikler	77
Çizelge 3.12 Tasarlanan reküperatöre ait özellikler	83
Çizelge 3.13 Seçilen yoğuşturucuya ait özellikler	83
Çizelge 3.14 Seçilen türbinlere ait özellikler	88
Çizelge 3.15 Tasarlanan ısı eşanjörlerine ait maliyetler	89
Çizelge 3.16 Seçilen yoğuşturuculara ait maliyetler	90
Çizelge 3.17 Akışkan yataklara ait maliyetler	90

SEMBOL LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
A	Yüzey Alanı
a	İvme
c	Özgül Isı
C_D	Sürtünme Katsayısı
D	Çap
e	Şaşırtma Levhaları Arasındaki Uzaklık
ε	Neşretme Katsayısı
F_D	Sürtünme Kuvveti
F_B	Bileşke Kuvvet
G	Sıvı Film Kalınlığı
g	Yerçekimi İvmesi
Gr	Grashof Sayısı
h	Isı Taşınım Katsayısı
k	Isı İletim Katsayısı
M	Moment
m	Kütle
\dot{m}	Kütleli Debi
Nu	Nusselt Sayısı
Q	Isı
\dot{Q}	Hacimsel Debi
P	Basınç
Pr	Prandtl Sayısı
r	Yarıçap
Ra	Rayleigh Sayısı
Re	Reynolds Sayısı
T	Sıcaklık

Simgeler	Açıklama
U	Toplam Isı Transfer Katsayısı
v	Teğetsel Hız
ν	Kinematik Viskozite
W	Ağırlık
ω	Açısal Hız
μ	Dinamik Viskozite
σ	Stefan-Boltzmann Sabiti
ρ	Yoğunluk (Özkütle)
η	Verim

KISALTMA LİSTESİ

Kısaltmalar	Açıklama
AIK	Atık Isı Kazanı
ORÇ	Organik Rankine Çevrimi
RCA	Döner Kap Atomizeri
RCLA	Döner Silindir Atomizeri
SDA	Döner Disk Atomizeri
SEM	Sonlu Elemanlar Modeli

ÖZET

DEMİR ÇELİK ENDÜSTRİSİNDE ERGİMİŞ CÜRUF TAN ELDE EDİLEN ATIK ISININ GERİ KAZANIMI

Semih AKIN

Bursa Teknik Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Prof.Dr. Yusuf Ali KARA

2016, 102 Sayfa

Uluslararası ekonominin kilometre taşını oluşturan demir ve çelik endüstrisi, enerjinin en fazla tüketildiği ve enerji verimliliği çalışmalarının en yoğun olarak yapıldığı alanların başında gelmektedir. Demir ve çelik üretim işlemleri sonucunda oluşan ergimiş cüruf, sahip olduğu yüksek sıcaklık değeri sayesinde önemli bir enerji ve hammadde kaynağı olarak görülmektedir. Son yıllarda dünya genelinde demir ve çelik sanayinde üretilen ergimiş cüruf miktarının 70 milyon tonu aştığı gözlemlenmiştir. 70 milyon ton cüruf 80 GJ enerji potansiyeli içermekte ve bu değer yaklaşık olarak 2.7 milyon ton standart kömürün yakılması sonucu elde edilecek enerjiye tekabül etmektedir. Bu durum göz önüne alındığında yüksek sıcaklıklı ergimiş cürufun sahip olduğu atık ısının geri kazanımı enerji verimliliği açısından ciddi bir önem arz etmektedir.

Bu tez kapsamında, ergimiş cürufun sahip olduğu ısı enerjinin geri kazanılmasına olanak sağlayacak yenilikçi bir sistem tasarlanmıştır. Ayrıca, tasarlanan sistemin maliyet muhasebesi yapılmış ve ticari yönden kullanılabilirliği analiz edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Demir Çelik Endüstrisi, Enerji Verimliliği, Ergimiş Cüruf, Isı Geri Kazanımı, Kuru Granülasyon,

ABSTRACT

WASTE HEAT RECOVERY FROM MOLTEN SLAG IN IRON AND STEEL INDUSTRY

Semih AKIN

Bursa Technical University

Graduate Scholl of Natural and Applied Science

Department of Mechanical Engineering Program

Master of Science Thesis

Prof.Dr. Yusuf Ali KARA

2016, 102 Page

Iron steel industry is the milestone of the international economy and it is a leading area in which the most of energy consumed and the most of intensive research done. Molten slag which occurs during iron-steel production processes is a potential energy and raw material sources thanks to its critically high exhaust temperature. In the past few decades, the amount of molten slag production in iron and steel industry has reached over 70 million tonnes. 70 million tonnes of molten slag contains 80 GJ energy and this value corresponds to obtained energy which resulted in burned of 2.7 million tonnes of standard coil. If this situation is considered, heat recovery from molten slag is the crucial subject in terms of energy efficiency.

In this thesis, an innovative system which allows for heat energy recovery from molten slag was designed. In addition to that, cost account of designed system was realised and its commercial use was analyzed.

Keywords: Dry Granulation, Energy Efficiency, Heat Recovery, Iron and Steel Industry, Molten Slag

1. GİRİŞ

Demir çelik endüstrisi küresel ekonominin kilometre taşı konumundadır. Son yıllarda, demir ve çelik sanayi büyük bir atılım gerçekleştirmiş ve çelik üretimi Şubat 2015 raporuna göre dünya genelinde 1661 milyon tona ulaşmıştır. Bununla birlikte, demir çelik endüstrisi diğer endüstriler içerisinde en fazla enerjiyi tüketen endüstridir ve dünya enerji kaynaklarının 4-5%'i demir çelik endüstrisi tarafından tüketilmektedir. Ayrıca, bu durum çevresel faktörler açısından da ciddi bir önem arz etmektedir. Konvansiyonel metotlar ile üretilen her bir ton çelik 1.9 ton CO_2 gazı salınımına neden olmaktadır. Günümüzde, sera gazı salınımını azaltmak ve enerji tasarrufu sağlamak adına demir çelik sanayiinde açığa çıkan atık ısının geri kazanılması ile ilgili çalışmalar yapılmakta ve teknikler geliştirilmektedir[1].

Demir ve çelik üretim prosesleri sonucu açığa çıkan yüksek sıcaklığa sahip ısı; üründe, ergimiş cüruf ve atık gazlarda depolanmaktadır. Açığa çıkan atık ısının %55'i üründe, %35'lik bir kısmı yüksek sıcaklıklı ergimiş cüruf ve %10'u da üretim işlemleri sonucu açığa çıkan atık gazlarda depolanmaktadır.



Şekil 1.1 Demir çelik endüstrisinde açığa çıkan yüksek sıcaklıklı ısı [1]

Ergimiş cüruf sahip olduğu yüksek sıcaklık değeri ($1400^{\circ}C - 1500^{\circ}C$) ile potansiyel bir enerji ve hammadde kaynağıdır. Şekil.1.1'den görüleceği gibi atık ısının %35'lik kısmı demir ve çelik üretim prosesleri sonucu oluşan ergimiş cürufda depolanmaktadır. Dünya genelinde cüruf üretimi göz önüne alındığında, cürufların taşıdığı enerji miktarının 220 TWh (220000 GWh) olduğu tahmin edilmektedir. Fakat konvansiyonel ısı geri kazanım tekniklerinin uygulanması ile bu ısının büyük bir çoğunluğu geri kazanılamamaktadır[2].

1.1 Cüruf

Şekil 1.2’de gösterildiği gibi cüruf, tamamen saf olmayan metaller eritildiği zaman yoğunluk farkı nedeniyle yüzeyde biriken daha hafif metallere verilen isimdir. Cüruf, hafif metalin havaya temas edip oksitlenmesiyle oluşur ve bu nedenle metal küfü olarak da bilinir. Cüruf, günümüzde çimento, seramik ve yapay kordon yapımında kullanılmaktadır [3].



Şekil 1.2 Ergimiş cüruf [4]

1.2 Cüruftan yararlanma

Cüruf yüksek sıcaklıklı atık ısı taşımasının yanında, çimento, cam, seramik ve asfalt hammaddesi olarak da kullanılmaktadır. Cürufun kalitesini belirleyen soğutma durumları ve soğutma işlemleridir.



Şekil 1.3 Cürufun çimento ve asfalt hammaddesi olarak kullanımı [5]

Günümüzde, cürufların termal enerjisinden yararlanmak adına üç farklı teknoloji geliştirilmiştir. Bu teknolojiler; sıcak hava ya da buhar olarak ısı geri kazanımı, kimyasal enerjinin yakıtta dönüştürülmesi ve termoelektrik güç üretimidir. Şu ana

kadar uygulanan metotlar ile ısı geri kazanımı açısından 65% oranında bir verim elde edilebilmiştir. Son iki metot, ısı geri kazanımı için gelecek teknolojiler arasında gösterilmektedir. Bu metotlar değerlendirildiğinde, termal ve kimyasal enerji geri kazanım metotlarının her ikisi de yüksek verimliliğe ve düşük teknik risklere sahip olması ile ön plana çıkmaktadır. Termoelektrik güç üretimi, faz değişim malzemelerinin cüruf sıcaklığı ve termoelektrik malzemelerin çalışma şartları arasındaki uyumsuzluktan ötürü bir takım zorluklarla karşı karşıya bulunmaktadır [6].

Demir çelik endüstrisinde ergimiş cüruf; ergime ocaklarında oluşan cüruf (yüksek fırın cürufu) ve çelik cürufu olmak üzere ikiye ayrılır. Yüksek fırın cürufu, demir imalat operasyonları sonucunda oluşmakta, çelik cürufu ise çelik imalat işlemleri sonucunda oluşmaktadır.

1.2.1 Yüksek fırın cüruflarının kullanımı

Ergime ocaklarında oluşan cüruf CaO, SiO_2, Al_2O_3, MgO bakımından zengin olup içyapısı Portlant çimentosuna benzer. Yüksek sıcaklığa sahip ergimiş cüruf yeterli hızda soğutulduğunda yüksek katma değere sahip ürün elde edilir. Özellikle bu ürün Portlant çimentosu yerine ikame edilebilmektedir. Ayrıca, bu durum CO_2 emisyonunun azaltılmasında da önemli bir rol üstlenmektedir. Bu durumun sebebi, mevcut yöntemlerle çimento üretiminde yüksek miktarda CO_2 gazının açığa çıkmasıdır [1].

Katma değer için gerekli olan camsı fazı (glassy phase) elde etmek için günümüzde konvansiyonel olarak su ile granülasyon metodu uygulanmaktadır. Bu şekilde ergimiş cüruf su verme ile hızlı soğutulmuş cüruf kristalize olmaktadır ve termal gerilmeler ile cürufun küçük parçalara ayrılması engellenmektedir [1].

1.2.2 Çelik cüruflarının kullanımı

Çelik cüruflarının da ana maddesi CaO, Mg, Si olmasına rağmen, çelik cüruflarının bileşimi daha karmaşıktır. Genel olarak, çelik cüruflarının baz oranı, yüksek fırın cüruflarından daha yüksektir. Böylece, soğutulmuş katı çelik cürufu birkaç camsı fazı beraber barındırır. Bu durum, çelik cüruflarından elde edilecek katma değer, yüksek fırın cüruflarından daha az olmasına neden olmaktadır. Ayrıca çelik cürufundan ısı geri kazanım oranı yüksek fırın cürufuna oranla daha düşüktür [1].

1.2.3 Granülasyon işlemi

Granülasyon, tanecik boyutunu istenen boyuta getirmek için yapılan işlemlere verilen isimdir. Granülasyon sonucu oluşan taneciklere granül denir. Ergimiş cüruf düşük ısı iletim katsayısına ($1.4 W/mK$) sahiptir. Katma değer elde etmek adına camsı fazı elde etmek için hızlı soğutma işlemine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu problem ancak ergimiş cürufun ısı transfer yüzey alanının artırılması ile aşılabilmektedir. Bu sebepten ötürü ergimiş cürufa granülasyon işlemi uygulanmaktadır. Ergimiş cürufun sahip olduğu atık ısının geri kazanımı ve camsı fazın elde edilerek katma değer sağlanması adına su ile granülasyon ve katı granülasyon olmak üzere iki farklı teknoloji geliştirilmiştir.

Su ile granülasyon işlemi

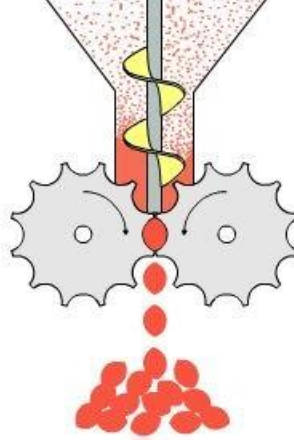
Su yüksek soğutma hızı ile ergimiş cürufun granülasyon işleminde yoğun olarak kullanılmaktadır. Fakat pratikte su ile granülasyon işlemi aşağıda ifade edilen zorluklara sahiptir [7].

- Yüksek miktarda suya ihtiyaç duyulmaktadır. 1 ton cürufun granülasyon işlemi için yaklaşık olarak 1.0-1.2 ton su kullanılmaktadır.
- Isıl değerlerin birçoğu kaybolmaktadır.
- Su ile cürufun reaksiyonu sonucunda SO_2 , H_2S ve diğer sülfür bileşenleri açığa çıkmakta ve bu bileşenler hava kirliliğine neden olup insan sağlığını olumsuz yönde etkilemektedir.
- Su ile granülasyon işlemi kurulama gibi ek operasyonlara ihtiyaç duyduğundan ek bir enerji tüketimine neden olmaktadır.

Bu parametreler göz önüne alındığında, su tüketimi ve hava kirliliğini azaltıp enerji tasarrufu sağlamak adına yüksek sıcaklığa sahip cüruflara kuru granülasyon işleminin uygulanması önerilmektedir.

Kuru granülasyon işlemi

Kuru granülasyon işlemi camsı cüruf fazı oluşturma, sıcak gaz, buhar veya kimyasal enerji ile ciddi bir ısı geri kazanımı sağladığından enerji verimliliği açısından bir fırsat olarak görülmektedir.



Şekil 1.4 Kuru granülasyon işlemi örneği [8]

1970’li yıllardan beri kuru granülasyon metotları geliştirilmektedir. Bu metotlar genel olarak cüruf granülasyonu ve ısı geri kazanımı olacak şekilde iki adımdan oluşmaktadır. İlk olarak granülasyon işlemi yapılmakta daha sonra cüruftan enerji geri kazanımı gerçekleştirilmektedir. Son yıllarda cüruftan ısı, elektrik ve yakıt olarak enerji geri kazanımı sağlamak amacıyla çok sayıda metot önerilmiştir. Fakat bu metotların birçoğu henüz ticari olarak kullanılamamaktadır. Demir çelik sanayiinde yüksek enerji verimliliği sağlanabilmesi için bu durum önemli bir yer teşkil etmektedir [4].

1.2.4 Cürufun ısı geri kazanımında karşılaşılan zorluklar

Cürufun sahip olduğu atık ısının geri kazanımı için çeşitli kısıtlamalar mevcuttur. Bu kısıtlamalar; düşük ısı iletim katsayısı, kolay kristalizasyon eğilimi ve sıcaklık-zaman süreksizliğidir. Literatürde yapılan çalışmalara göre, ergimiş cürufun sıcaklığı $296 - 1196 K$ olduğunda ısı iletim katsayısı $1 - 3 W/mK$ arasında değişmektedir. Ayrıca yüksek sıcaklık farklarında cüruf merkezindeki sıcaklığın yüzey sıcaklığına göre daha yavaş azalması kristalizasyon gibi cüruftan ısı geri kazanımını etkileyen diğer zorlukları doğurmaktadır. Cüruf, düşük ısı iletim katsayısına sahip olmasından ötürü, ısı geri kazanımını sağlamak adına cüruf çapı 3-5 mm olacak şekilde granüle edilerek ısı transfer yüzeyi artırılmalıdır [9].

Gerçek soğutma hızının kritik soğutma hızından düşük olduğu durumlarda eğer cüruf hızlı bir şekilde soğutulmazsa cürufun sahip olduğu camsı faz oranı azalmakta ve bu durum cürufun katma değerini önemli bir şekilde etkilemektedir. Bu durumun önüne geçebilmek adına Ryu ve Kashiwaya yüksek fırın cürufları üzerinde yapmış

oldukları çalışmada, soğutma hızının 10 K/s değerinden yüksek olması gerektiğini saptamışlardır [9].

Diğer bir zorluk ise cüruftan ısı geri kazanımının sıcaklık ve zaman açısından süreksiz olmasıdır. Yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklıklara doğru cüruftan termal iletim yeteneği ciddi bir biçimde değişmektedir ve bu durumun doğal sonucu olarak ısı geri kazanımı da sürekli olarak değişmektedir [9]. Cüruftan verimli bir şekilde ısı geri kazanımı adına bu zorlukların dikkate alınması gerekmektedir.

Çizelge 1.1 Cüruftan ısı geri kazanımında karşılaşılan zorluklar ve çözümleri [9]

Zorluklar	Detaylar	Çözümler
Düşük ısı iletim katsayısı	-Katı cüruftan için 1 W/mK -Sıvı cüruftan için 0.1 W/mK	-Daha küçük partiküller elde etmek için kuru granülasyon
Kolay kristalizsyon eğilimi	-Yüksek sıcaklık farkı	-Daha küçük partiküller -Su verme ile hızlı soğutma
Süreksizlik	-Sıcaklık süreksizliği -Üretim süreksizliği	-Kimyasal metotlar -Faz değişim malzemeleri

Bu tez kapsamında Çizelge 1.1 ile verilen zorluklar ve ilgili çözümler dikkate alınarak yüksek fırın cüruftanlarının sahip olduğu atık ısının geri kazanımına olanak sağlayacak yenilikçi bir sistem tasarlanmıştır. Tasarlanan sistemde yüksek verimliliğe sahip olmasından ötürü döner kap atomizeri (RCA) metodu ile kuru granülasyon işlemi tercih edilmiş ve tasarlanan sisteme ait bileşenler tanımlanmıştır. Ayrıca, sistem bileşenlerinin boyutlandırılmasında kullanılan teknikler açıklanmıştır. Son olarak, tasarlanan sisteme ait ısı verim değerleri hesaplanmış ve sistemin maliyet muhasebesi gerçekleştirilerek, tasarlanan sistemin ticari yönden kullanılabilirliği analiz edilmiştir.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Cürufun sahip olduğu atık ısının geri kazanımına dair yapılan çalışmalar ilk olarak termal enerji kazanımı adına olmuştur. Bu işlemlerde cürufun ısıısı havaya, buhara ya da eriyik tuzlara verilerek ısı geri kazanımı elde edilmeye çalışılmıştır. Teknolojinin gelişmesi ile birlikte, yapılan son çalışmalarda cüruf sıcaklığı ile endotermik reaksiyon oluşturularak yakıt gazı üretimine yönelim gerçekleşmiştir. Malzeme biliminde yaşanan gelişmeler ile birlikte faz değişim malzemeleri kullanılarak ısı geri kazanım metotları geliştirilmiştir. Yarı iletken malzemeler üzerinde yapılan çalışmalar ile termoelektrik malzemeler kullanılarak atık sanayi gazları üzerinden ısı geri kazanımı ile ilgili çalışmalar da yoğunluk kazanmıştır [1].

Geliştirilen metotlar cürufu parçalarına ayırma (santrifüj kuvvet kullanımı, çarpan jet), ısı transferi ortamı (hava, buhar, tuz) veya ısı transferi modu (direkt temas, akışkan yatak veya doğrudan ısı değişimi)'na göre sınıflandırılmaktadır [2]. Günümüzde kullanılan ısı geri kazanım teknolojileri genel olarak fiziksel ve kimyasal metotlar olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.

2.1 Fiziksel Metotlar

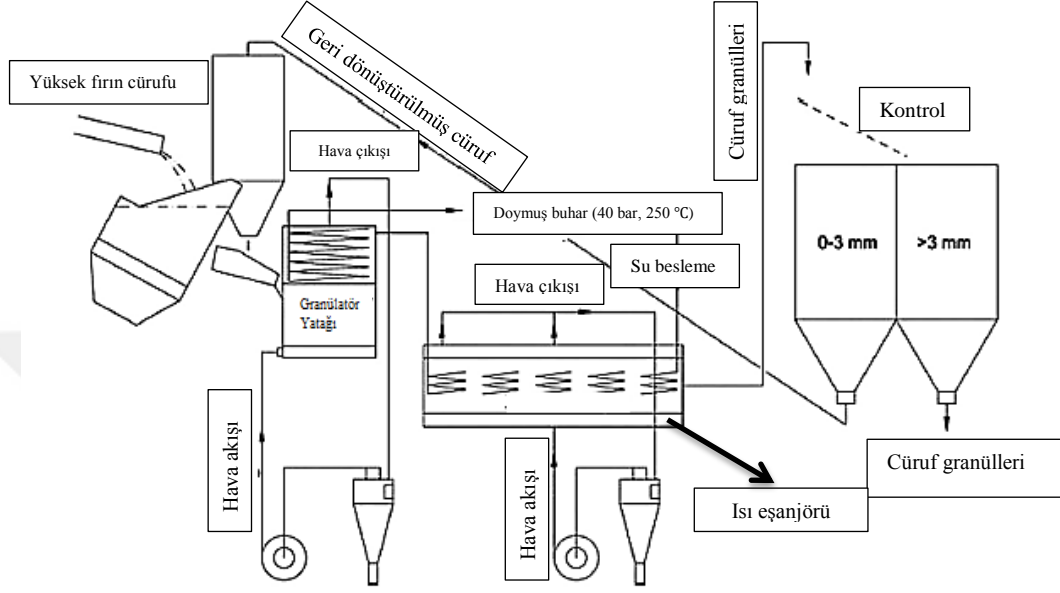
Fiziksel metotlar cüruftan ısı geri kazanımını sağlamak adına esas olarak su veya hava kullanan metotlardır [10]. Günümüze kadar geliştirilen cüruftan ısı geri kazanımı sağlayan fiziksel metotların hepsinde temel adım cürufun ısı transfer yüzey alanını artırmak için ergimiş cüruf akışının granüle edilmesidir. Geliştirilen fiziksel metotlar; mekanik ufalama metodu, katı cüruf çarptırma metodu, mekanik karıştırma yöntemi ve döner tambur metodudur [1].

2.1.1 Mekanik ufalama metodu (Mechanical crushing method)

Kuru granülasyon ile ilgili araştırmaların ilk aşamalarında araştırmacılar genellikle mekanik ufalama metotlarına odaklanmışlardır. Bu teknikler arasında döner tambur metodu en çok tercih edilen tekniktir [1]. Mekanik ufalama metotları şu şekilde sıralanmaktadır;

Katı cüruf çarpıtma metodu (Solid slag impingement process)

Katı cüruf çarpıtma metodu, Şekil 2.1’de gösterildiği gibi katı cüruf parçacıkları çarpıtılarak sıvı cüruf akışını ayırma işlemidir. Bu teknik İsveç Merotec grubu tarafından geliştirilmiştir [1].



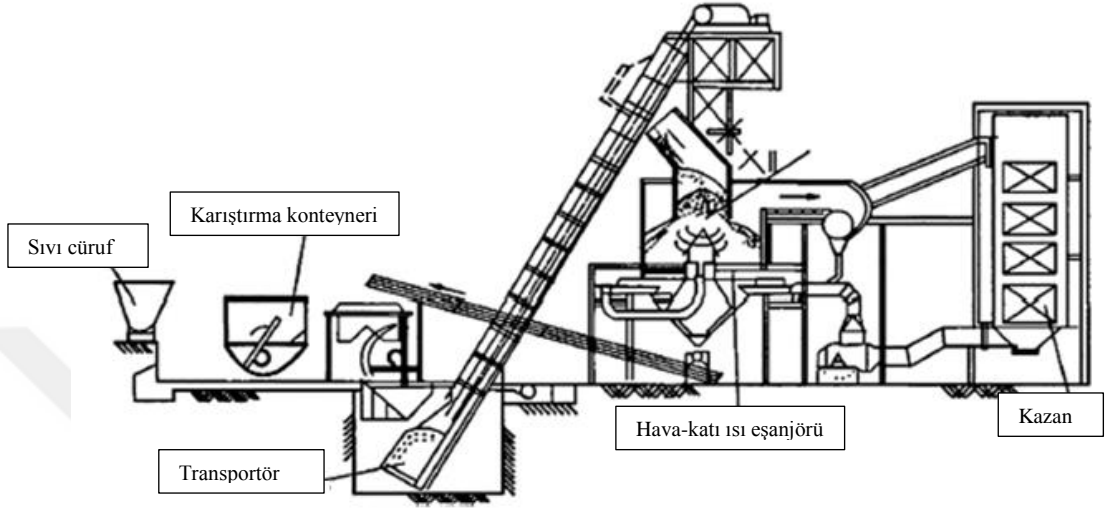
Şekil 2.1 Katı cüruf çarpıtma prosesi [1]

Bu yöntemde ilk olarak sıvı cüruf akışı, geri dönüştürülmüş katı cüruf parçalarının akışı ile ayrıştırılmaktadır. Sıvı cüruftan elde edilen yeni cüruf partikülleri ile geri dönüştürülmüş cüruf partikülleri akışkan yatak içerisine yönlendirilerek partiküllerin sahip olduğu ısı burada taşınım ile havaya transfer edilmektedir. Bu yöntem sonucunda elde edilen cüruf partikülleri genellikle 6 mm çap değerinin altındadır. 0-3 mm çapa sahip cüruf partikülleri akışkan yatağa geri gönderilmektedir. Bu işlem ile 250°C sıcaklığa sahip doymuş buhar ve 65% ısı geri kazanım oranı elde edilebilmektedir. Ancak, bu metot kompakt bileşenlere sahip olmamakla beraber, granülasyon işlemi sonrasında oluşan ürünün camsı faz oranı da tatmin edici değildir. Bu sebeplerden ötürü uzun ömürlü ticari kullanım için uygulanamamaktadır [1].

Mekanik karıştırma yöntemi (Mechanical stirring process)

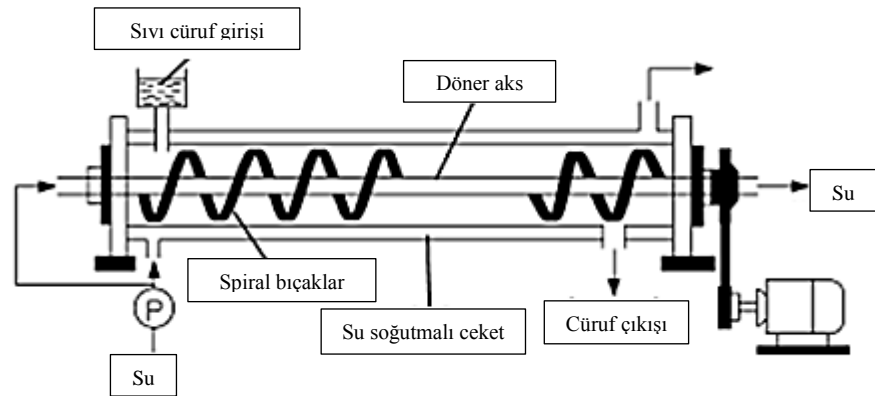
Japon Kawasaki Çelik Sanayi tarafından geliştirilen mekanik karıştırma metodunda Şekil 2.2’de gösterildiği gibi, ergimiş cüruf karıştırma çubukları yardımıyla karıştırılır. Hareket halindeki bıçaklar ya da karıştırma çubukları ile sıvı cüruf ayrıştırılır. Cürufaların sahip olduğu ısı, radyasyon ve iletim ile konteynerlerin

etrafında bulunan su borularına aktarılır. Daha sonra granüle edilmiş cürufların ısını açığa çıkarmak için cüruflar akışkan yatağa boşaltılır. Son olarak, sıcak hava atık ısı kazanına ikmal edilir ve böylelikle cüruf enerjisinin yaklaşık 59%'luk kısmı geri kazanılmış olur [1].



Şekil 2.2 Mekanik karıştırma prosesi [1]

Sumitomo Metal tarafından tasarlanan bir diğer mekanik karıştırma yönteminde, ergimiş cüruf motor tarafından döndürülen bıçaklar ile karıştırılarak ufalanır. Tabakadan su akışı ile ısı değişimi iletim ve radyasyon ile sağlanır. Bu işlem sonucunda, cüruf yaklaşık olarak 900°C civarında tahliye edilmektedir [1].



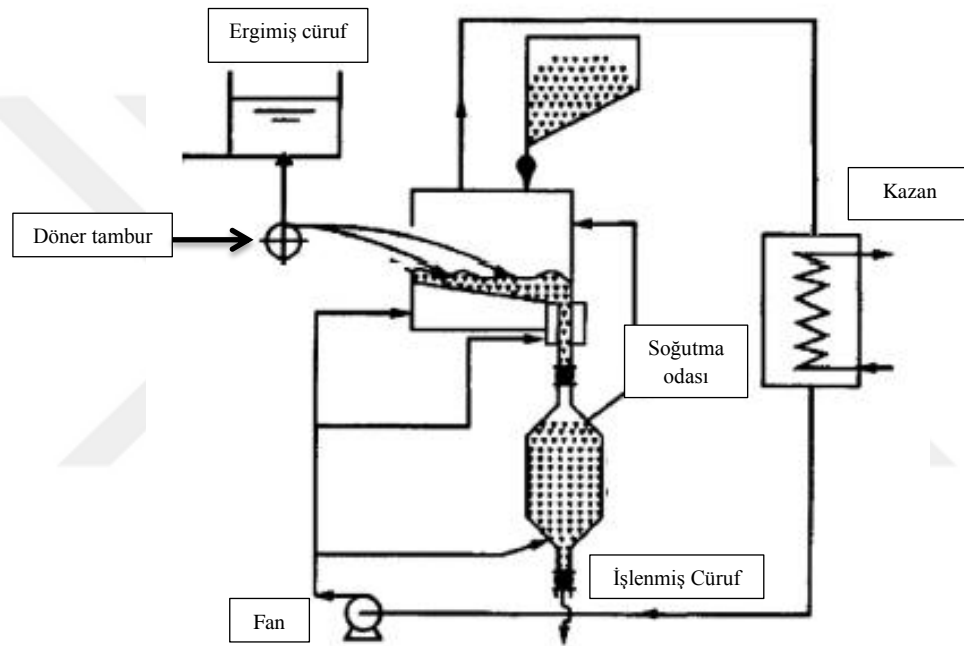
Şekil 2.3 Sumitomo metal tarafından geliştirilen mekanik karıştırma prosesi [1]

Mekanik karıştırma yönteminin en büyük dezavantajı granüle edilmiş cüruf partiküllerinin oldukça büyük boyuta sahip olmalarıdır. Bu sebepten ötürü bu metot ile verimli bir ısı transferi sağlanamamaktadır. Ayrıca, son ürünün camsı faz oranı

düşük olduğundan, bu metotta cüruf partikülleri katma değere sahip değildir. Bu nedenle bu iki teknikte ticari olarak uygulanamamıştır.

Döner tambur metodu (Rotating drum process)

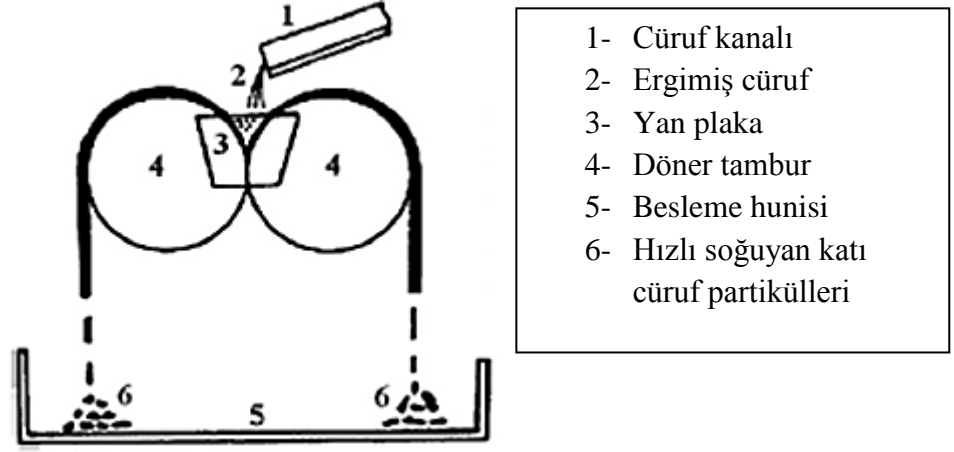
Döner tambur metodu kuru granülasyon için bir tambur ile mekanik etki prensibine dayanan bir teknolojidir. 1980'li yılların başında Japon şirketleri olan Ishikawanjicare Harima Ağır Sanayi ve Sumimoto Metal ortaklığı ile ilk döner tambur geliştirilmiştir [1].



Şekil 2.4 Döner tambur prosesinin şematik gösterimi [1]

Şekil 2.4 ile gösterilen döner tambur yönteminde ilk olarak ergimiş cüruf tambur üzerine dökülür ve direkt darbe ile ergimiş cüruf akışı ayrışır. Parçalara ayrılmış cüruf, santrifüj kuvvet etkisi altında ayırıcı içerisine atılır. Daha sonra soğutma odası içerisinde cürufun sahip olduğu ısı havaya aktarılır. Bu metot ile hava 500°C'ye kadar ısıtılabilmekte ve ısının 50%'si geri kazanılabilmektedir [1].

Mevcut döner tambur yöntemine ek olarak Japon NKK şirketi tarafından ikiz tambur adı verilen yeni bir döner tambur sistemi geliştirilmiştir. Bu sistemin ana bileşenleri Şekil 2.5'te gösterildiği gibi karşılıklı iki adet tamburdur [3].



Şekil 2.5 İkiz tambur prosesinin şematik gösterimi [1]

İkiz tambur yönteminde ilk olarak ergimiş cüruf ikiz tamburlar arasından dökülerek haddeleme ile ufalanır. Bu esnada, ısı transferi tambur içerisindeki düşük kaynama noktasına sahip soğutucu akışkan ve cüruf arasında gerçekleşir. Cüruf ısını soğutucu akışkana verdiğinde akışkan buharlaşır ve buharlaşan akışkan atık ısı kazanına gönderilerek ısı geri kazanımı sağlanır. Bu metotta ısı geri kazanım oranı yaklaşık olarak 40%'tır. İkiz tambur yönteminde, cürufun tamburlar arasından bir sıyırma aracı yardımı ile uzaklaştırılması gerekmektedir. Bu işlem uygulanmadığı takdirde ısı transferinde ciddi bir azalma görülmektedir. Döner tambur metodu düşük enerji geri kazanım oranı ve operasyon stabilitesi düşüklüğünden ötürü günümüzde kullanılmamaktadır [1].

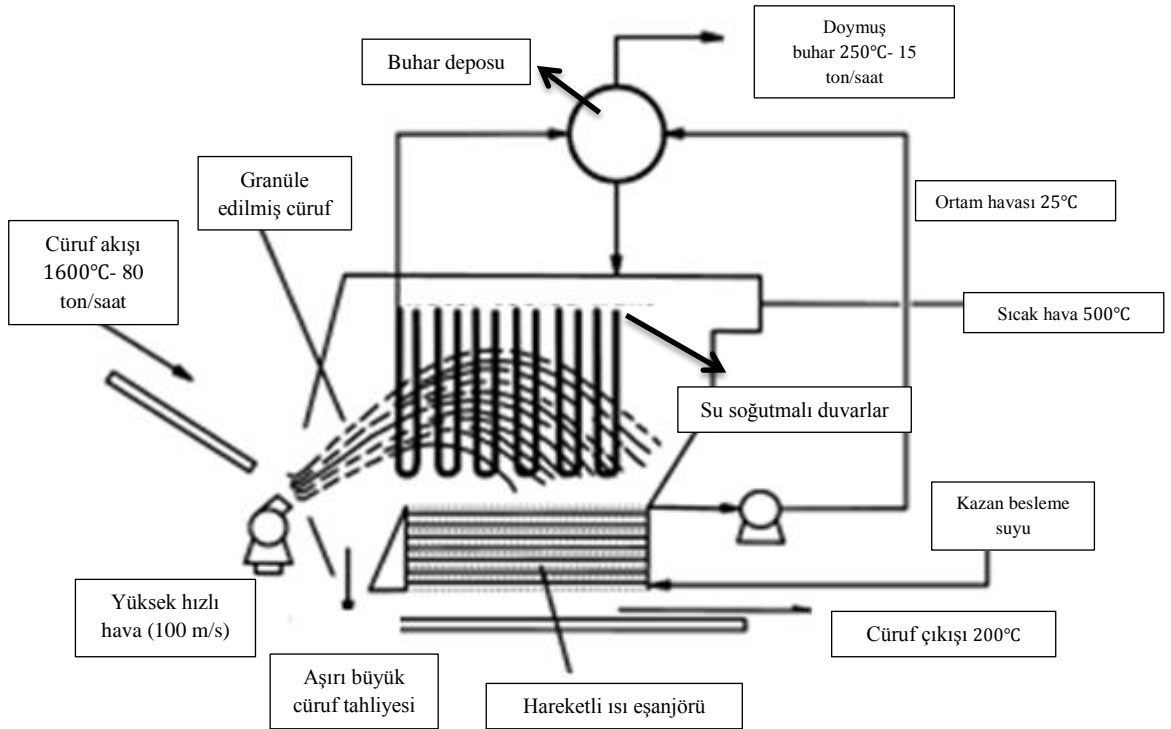
Mekanik ufalama metodunun durum değerlendirmesi

Son yıllarda, mekanik ufalama metodu ile ilgili yapılan araştırmalar popülerliğini kaybetmiştir. Mekanik ufalama metodu aşağıda ifade edilen eksikliklere sahip olmasından ötürü günümüzde ticari olarak uygulanamamaktadır [1].

- İşlemler sonucu oluşan soğutulmuş cüruf partikülleri endüstriyel kullanım ihtiyacını karşılayamamaktadır.
- Soğutulmuş cüruf partikülleri uniform olmayan boyutlara sahip olduğundan katma değere sahip değildir. Bu sebepten ötürü ek granülasyon işlemine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu durum ek bir enerji tüketimini de beraberinde getirmektedir.
- Soğutulmuş cüruf, operasyonlar sonucu 500°C – 900°C sıcaklığa düşürülmekte ve bu durum düşük enerji geri kazanım oranına neden olmaktadır.

2.1.2 Hava püskürtme metodu (Air blast method)

Hava püskürtme ile granülasyon tekniği ilk olarak Mitsubishi Heavy Industries ve Nippon Kokan şirketleri tarafından geliştirilmiştir. 1977 yılında başlayan ilk çalışmalara 1980'li yılların ortalarında bir pilot tesis kurularak devam edilmiş ve 1990'lara kadar 80 ton/saat cüruf debisi ile ticari ölçekli olarak kullanılmıştır. Bu metotta, ilk olarak debiyi optimize etmek ve viskoziteyi ayarlamak için cürufa ön işlem uygulanır. Daha sonra cüruf, cüruf akışını parçalayarak film üzerine yayan ana hava nozullarının altında bulunan bir oluk üzerine dökülür ve nozullar yardımı ile cüruf akışı partiküllerine ayrıştırılır [6].



Şekil 2.6 Hava Püskürtme Prosesi [6]

Diğer nozullar partiküllerin yukarıya ya da yana yayılmasını engellemek için kullanılır. Bu yöntemde cüruf akışının dağılımı üzerinde; hava hızı, debi ve nozul boyutu ile başarılı bir şekilde kontrol sağlanabilmektedir. Ayrıca, uçan cürufların ısı radyasyon ve taşınım ile kazan borusu sayesinde kısmi olarak geri kazanılmaktadır. Geriye kalan atık ısı, cüruf granülleri içerisine gömülmüş olan ünitenin alt kısmında bulunan ikinci kazan tarafından geri kazanılmaktadır. İki kazandan elde edilen buhar, buhar deposu içerisinde toplanmaktadır[6].

Mitsubishi Heavy Industries şirketi hava püskürtme metodu ile 30 dakika aralıklarla maksimum 80 ton/saat cüruf granülasyon kapasitesi ve 15 ton/saat buhar üretimi gerçekleştirmiştir ve bu sisteme ait ısıl verim 41% olarak hesaplanmıştır [6].

Hava püskürtme metodunun durum değerlendirmesi

Hava püskürtme metodu, cüruf granülasyonu için mekanik ufalama yönteminden daha iyi bir yöntemdir. Fakat çok sayıda hava püskürtme metodu kullanan üretim hatları aşağıdaki sebeplerden ötürü birkaç yıldır kullanılamamaktadır [1].

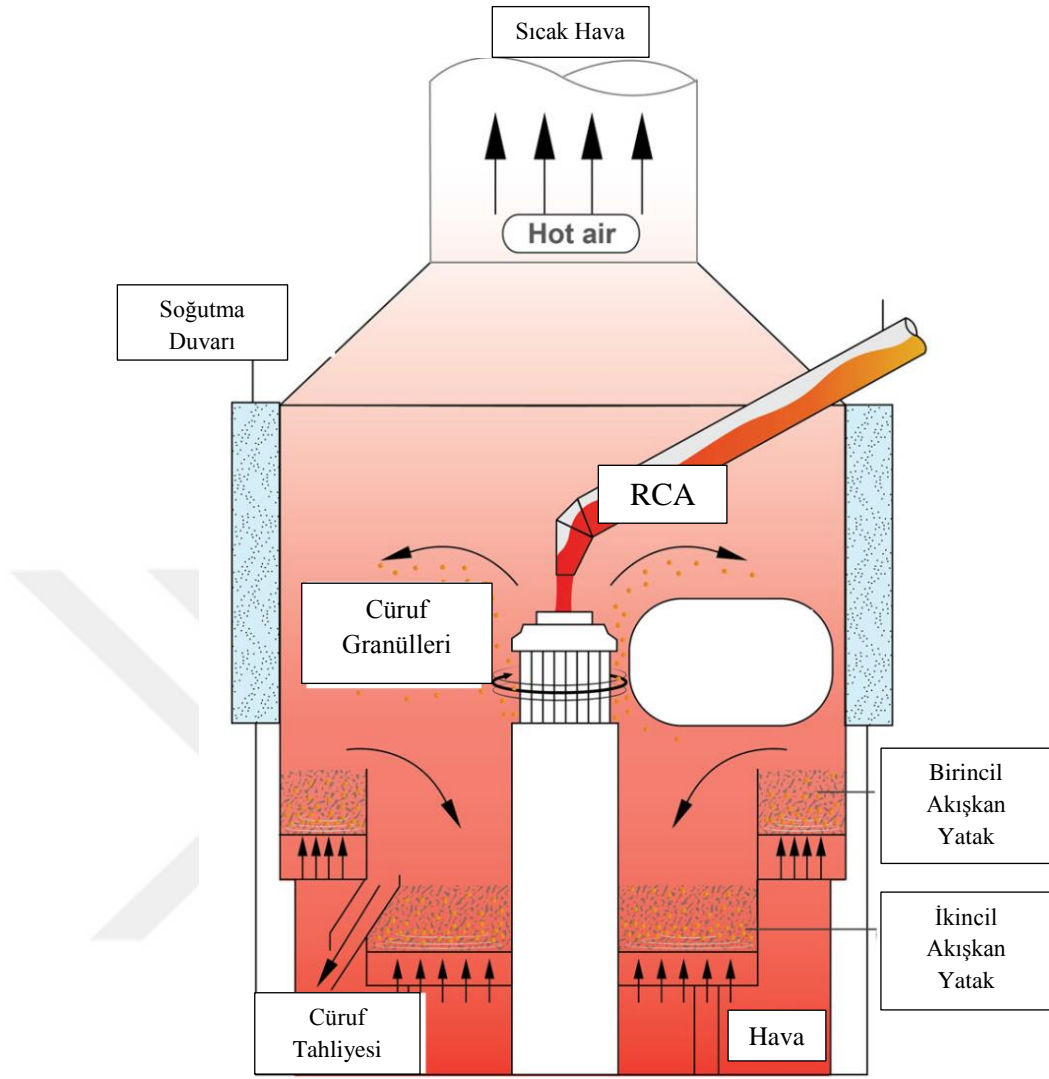
- Kompleks ekipmanlara sahip olması ve yüksek enerji tüketimi
- Damlacık saçılması
- Hava püskürtme metodu iyi bir cüruf akışına ihtiyaç duyar. Fakat, çelik üretim teknolojileri gelişirken cürufun baz oranı da artmaktadır. Bu durum cürufların viskozitesini arttırmakta ve iyi bir cüruf akışını zorlaştırmaktadır.

2.1.3 Santrifüj granülasyon metodu

Döner kap atomizeri (Rotating cup atomizer- RCA)

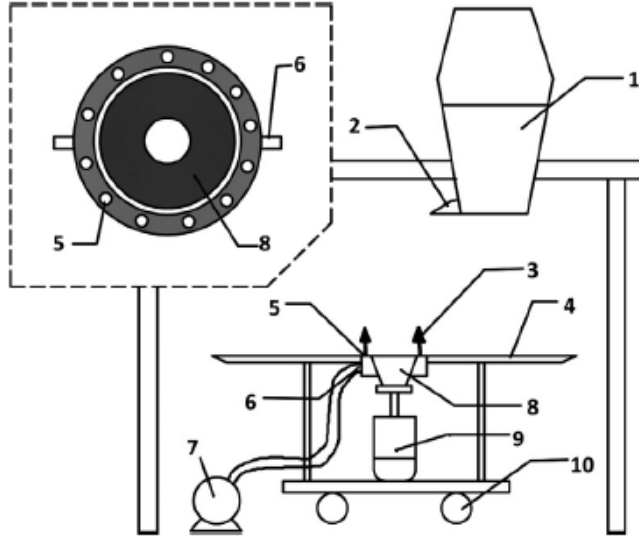
RCA prototipi ilk olarak Pickering ve arkadaşları tarafından 1980'li yıllarda İngiltere'de tasarlanmıştır ve o tarihten itibaren yoğun bir şekilde üzerinde çalışılmaktadır [6]. RCA granülasyon metodunda yüksek hızlı döner kap kritik bileşen konumundadır ve RCA metodu ile granülasyonda öncelikle yüksek sıcaklıklı ergimiş cüruf direkt olarak RCA içerisine dökülür ve cüruf santrifüj kuvvetler ve yüzey gerilmeleri etkisi altında radyal olarak RCA üzerinden ayrılır. Aynı zamanda, akışkan yatak içerisinden cüruf üzerine hava üflenerek cüruf partikülleri soğutulur. RCA metodu ile ince katı cüruf partikülleri ve sıcak hava üretilir [1].

Atomizer üzerinde, cüruf temel olarak döner kabın hareketi ile granüle edilmektedir. Sonraki aşamada cüruf partikülleri ilk olarak birincil akışkan yatak içerisine dökülmektedir. Partiküllerin hava ile teması sonucunda cüruf partikülleri hızlı soğuyarak camsı faza dönüşmektedir. Daha sonra partiküller ikincil akışkan yatağa düşürülerek atık ısının kalan kısmı geri kazanılmaktadır. Bu metot ile 2 mm çapında ve 95% camsı faza sahip cüruf partikülleri elde edilebilmektedir. RCA metodu ile ticari denemelerde 59%'lık bir verim ile ısı geri kazanımı elde edilmiş ve cürufun 250°C'ye kadar soğutulması sağlanabilmiştir [1].



Şekil 2.7 RCA Prosesi [11]

Pickering ve arkadaşları tarafından geliştirilen RCA metoduna alternatif başka bir metot 2001 yılında Mizuochi tarafından geliştirilmiştir. Bu metotta çeşitli hava nozulları döner kapın köşelerine yerleştirilmiştir. Ergimiş cüruf kapın köşelerinden dışarı yöneldiğinde nozullardan verilen hava cürufa çarptırılmaktadır. Böylece, ergimiş cüruf döner kap ve hava akımının kombine operasyonu ile granülize edilmektedir [1].



1. Pota
2. Cüruf çıkışı
3. Püskürtülen hava
4. Cüruf haznesi
5. Nozul
6. Hava girişi
7. Kompresör
8. Döner kap
9. Motor
10. Kaster

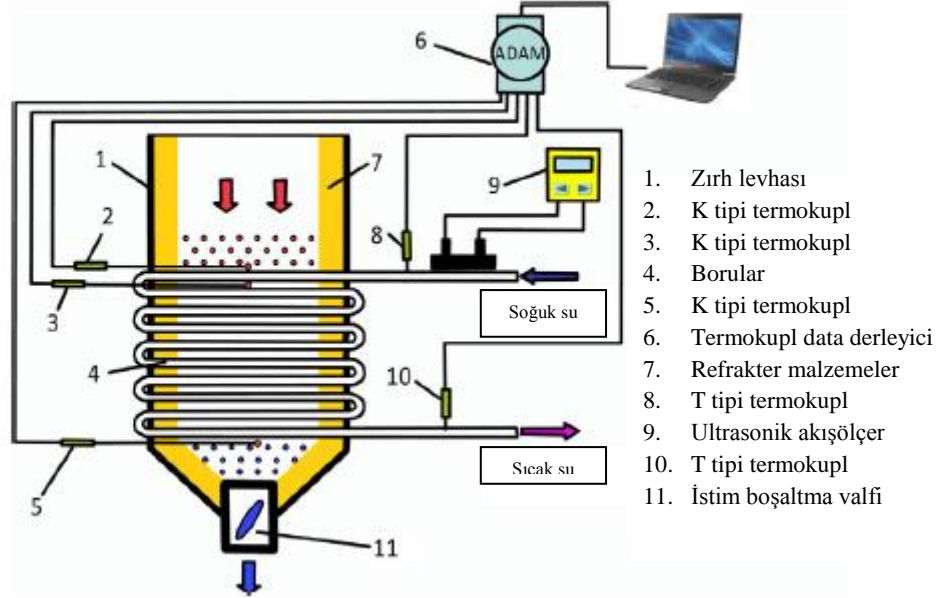
Şekil 2.8 Mizuochi tarafından geliştirilen RCA metodunun şematik gösterimi [1]

Bu metotta rotor hızı, cüruf viskozitesi ve hava debisinin cüruf partiküllerinin boyutu üzerindeki etkisi analiz edilmiş ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Yüksek hızlarda oluşan yüksek santrifüj kuvvetler etkisi altında oldukça küçük cüruf partikülleri elde edilmektedir. Hız değeri 600-1800 dev/dak aralığında tutulduğunda cüruf partikülleri çap değerinin 1-6 mm arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Fakat hız değeri 1800 dev/dak değerini aştığında hız değerinin cüruf boyutu üzerindeki etkisinin çok az olduğu görülmüştür.
- Cüruf viskozitesinin azalması ile daha küçük çaplarda cüruf partikülleri oluşmaktadır.
- Yüksek hava debisi ile daha küçük çapta oldukça ince ve yüksek camsı faz oranına sahip cüruf partikülleri elde edilmiştir. Ayrıca işlem üzerinde hava debisinin cüruf viskozitesinden daha fazla etkisi olduğu görülmüştür.
- Döner kap köşe açısının granülasyon üzerinde etkisinin oldukça az olduğu gözlemlenmiştir [1].

RCA metodu ile ısı geri kazanımının sağlanması adına yapılan diğer çalışmalardan biri de Yu ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. Yu ve arkadaşları RCA çapı ile cüruf partiküllerinin boyutu arasındaki ilişkiyi incelemiş ve 1000 dev/dak 'nın altındaki hızlarda granülasyon işleminde döner kap için daha büyük köşe açılarının kullanılması ile daha küçük çap değerine sahip cüruf partiküllerinin oluşabildiğini

ispatlamışlardır. Ayrıca hız 1000 dev/dak değerini aştığında döner kap boyutlarının cüruf boyutları üzerinde bir etkisinin olmadığını belirtmişlerdir. Bu durumun nedenini cürufların kap köşesinden ayrıldığı hız değerinde bir değişikliğin olmamasına bağlamışlardır. Ayrıca Yu ve arkadaşları Şekil 2.9’da gösterilen tasarladıkları deney düzeneğinde sıcak su üretmek için silindirik gövdeli ısı eşanjörü kullanmışlardır [11].



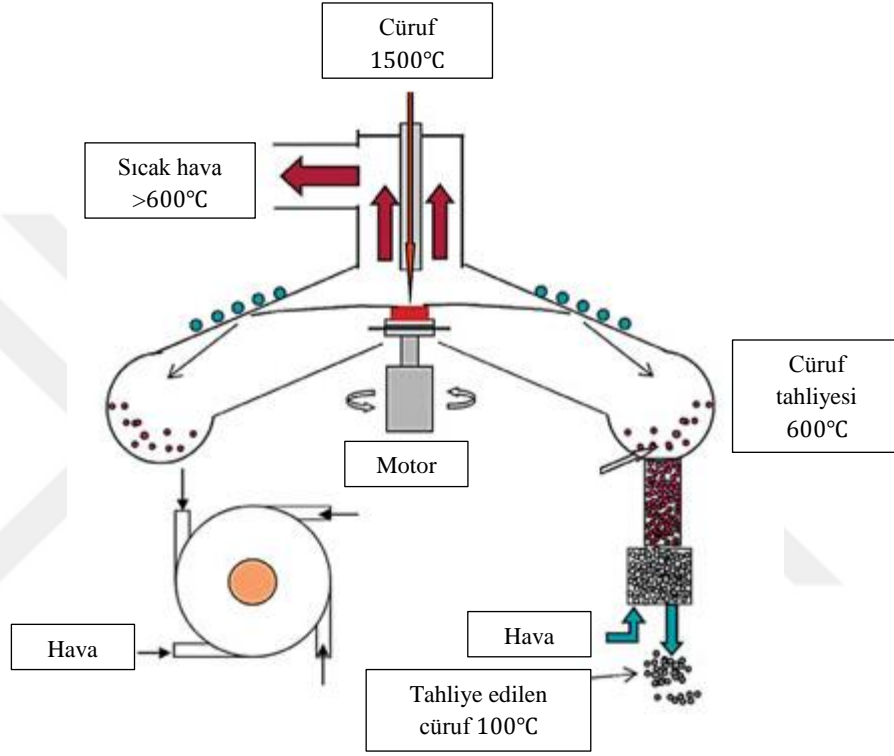
Şekil 2.9 Yu ve arkadaşları tarafından geliştirilen ısı geri kazanım ekipmanı [1]

Döner disk atomizeri (Spinning disc atomizer - SDA)

Döner diskin kullanımını içeren ilk çalışmalar 1980’li yıllarda Sumitomo Metal Endüstrisi tarafından Japonya’da uygulanmıştır. SDA yöntemi üzerinde daha sonra Japonya Hokkaido Üniversite’sinden Akiyama ve arkadaşları ve Avustralya CSIRO Enstitüsü tarafından çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu metotta, cüruf akışı 1000-3000 dev/dak hızlarında dönen bir disk üzerine taşınır. Sıvı cüruf akışı santrifüj kuvvetler etkisi altında parçalanır. Damlacıklar cürufların bir akışkan yatak içerisinde bulunan ısı geri kazanım haznesinde toplanır [6].

2002 yılından beri, CSIRO Enstitüsü SDA metodunun ölçeklendirilmesi, tasarımı ve iyileştirilmesi üzerine çalışmalar yapmaktadır. CSIRO’nun geliştirdiği sistem iki adımdan oluşmaktadır[6]. İlk adımda ergimiş cüruf SDA kullanılarak granüle edilmektedir. Daha sonra cüruf partikülleri hava ile soğutulmakta ve sıcaklığı 900°C

civarlarına düşürülerek camsı cüruf fazı elde edilmektedir. İkinci adımda, cüruf partikülleri sıcaklıklarının 50°C'ye kadar düşürüldüğü bir ısı eşanjörü görevi gören yatak içerisine dökülmektedir. İki adımda da sıcaklığı 600°C'nin üzerinde, buharlaşma işlemini sağlayacak olan sıcak hava elde edilmektedir. Ayrıca yapılan deneylerde optimum granülasyon işleminin 2000 dev/dak dönme hızında gerçekleştiği gözlemlenmiştir[1].

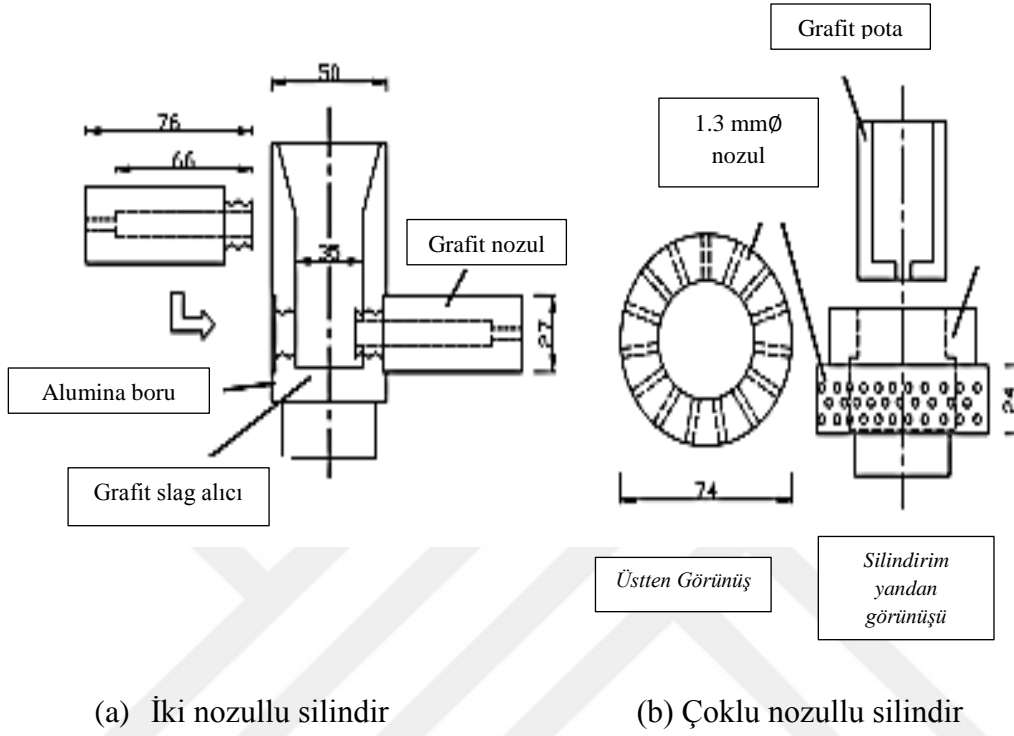


Şekil 2.10 Döner Disk Atomizeri Metodu [12]

Döner silindir atomizeri (Rotating cylinder atomizer - RCLA)

2010 yılında RCA mekanizmasını temel alan Kashiwaya ve arkadaşları RCLA prosesini geliştirdiler ve nozulların partikül çapı üzerindeki etkilerini araştırdılar. RCLA metodunda granülator, dönen bir silindir ve indüksiyon bobini sayesinde cürufu ısıtan ve eriten grafit potasından oluşmaktadır. RCA prosesinden farklı olarak silindirin altında çok sayıda delik bulunmaktadır. Ergimiş cüruf bu deliklerde sıkıştırılarak granüle edilmektedir. RCLA prosesi ile ilgili yapılan deneysel çalışmalarda daha küçük nozul boyutları ile daha küçük cüruf partiküllerinin oluştuğu saptanmıştır ancak partikül çapının nozul boyutu ile tutarlı olmadığı

görülmüştür. Nozül boyutları 2.0, 1.3, 1.0 mm olduğunda oluşan katı cüruf partiküllerinin çaplarının sırasıyla 1.8, 1.0 ve 0.9 mm olduğu gözlemlenmiştir [1].



Şekil 2.11 İki ve çoklu nozula sahip döner silindir [1]

Santrifüj granülasyon metodunun durum değerlendirmesi

Cürufun katma değeri ve enerji geri kazanımı için enerji verimliliği ile direkt ilgili olan granülasyon işlemi kritik adımı oluşturmaktadır. Santrifüj granülasyon metodu mekanik ufalama ve hava püskürtme metotları ile karşılaştırıldığında, santrifüj granülasyon metodu düşük enerji kullanımı, kolay ve kompakt ekipmanlara sahip olması sebebi ile ön plana çıkmaktadır. Buna ek olarak, granülatörün dönme hızı ve boyutu gibi operasyon parametreleri ile cüruf partiküllerinin boyutları rahatlıkla kontrol edilebilmektedir. Santrifüj granülasyon metodu çeşitli ısı geri kazanım donanımlarına kolaylıkla adapte edilebilmektedir. RCA ve SDA metotları demir ve çelik endüstrisinde ergimiş cüruftan enerji geri kazanımı konusunda ana araştırmaların yapıldığı yöntemlerdir.

2.1.4 Diğer fiziksel yöntemler

Faz değişim malzemeleri ile ısı geri kazanımı

Hangi granülasyon metodu tercih edilirse edilsin hava ve su tipik ısı transfer ortamı olarak görülmektedir. Son zamanlarda cüruf üzerinden ısıyı geri kazanmak adına faz değişim malzemeleri olarak adlandırılan yenilikçi malzemeler bilim insanlarının ilgisini çekmiştir. Günümüzde faz değişim malzemeleri ile ısı geri kazanımı yalnızca endüstriyel atık gazlar üzerinde uygulanmaktadır. Faz değişim malzemeleri kullanılarak cüruflardan enerji geri kazanımı ile ilgili ticari bir çalışma bulunmamaktadır. Fakat gelecekte kullanılabilecek yöntemlerden biri olarak gösterilmektedir.

Termoelektrik malzemeler ile ısı geri kazanımı

Atık ısının direkt olarak termoelektriğe dönüştürebileceği ilk olarak Row ve arkadaşları tarafından iddia edilmiştir [1]. Bu metot çevre dostu ve güvenli olmasının yanında atık ısının direkt olarak elektrik enerjisine dönüştürülmesini sağlamaktadır. Modern yarı iletkenler ile sanayide atık ısının geri kazanılması planlanmaktadır. Termoelektrik malzemeler ile ısı geri kazanım yönteminin sahip olduğu bu özellikler sayesinde atık endüstri gazları üzerinden ısı geri kazanımı ile ilgili çalışmalar yoğunluk kazanmıştır [1].

2.2 Kimyasal Metotlar

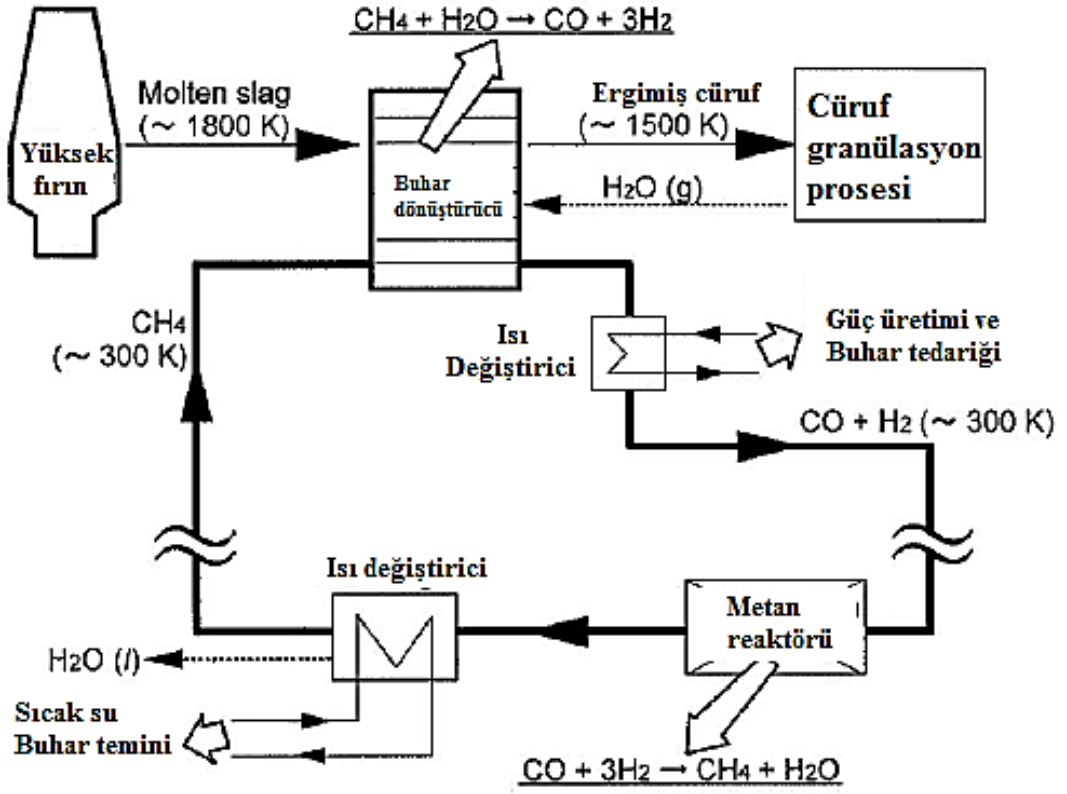
Son on yıl içerisinde yüksek sıcaklıklı cürufların sahip olduğu atık ısının geri kazanılması üzerine çok sayıda kimyasal metot geliştirilmiştir. Bu kimyasal metotlar özellikle yakıt gazı üretimini hedef almaktadır. Bu metotlar; kireçtaşı ayrıştırma, metan dönüşümü ve karbon gazlaştırma'dır. Bu yöntemlere ek olarak cüruf yünü üretimi, faz ayrıştırma ve seçici kristalizasyon gibi bir takım yöntemler önerilmiş ve uygulanmıştır. Bu metotlar özel amaçlar doğrultusunda ayrı ayrı uygulanabilmektedir[9].

2.2.1 Yakıt gazı üretimi

Su buharının metanla dönüşüm reaksiyonu

Metan buhar dönüşüm reaksiyonu (MSR-methane steam reforming reaction) hidrojen ve nikel bazlı katalizör üretimi için yaygın olarak kullanılan bir reaksiyondur. İlk olarak 1977 yılında Kasai ve arkadaşları MSR için gerekli olan

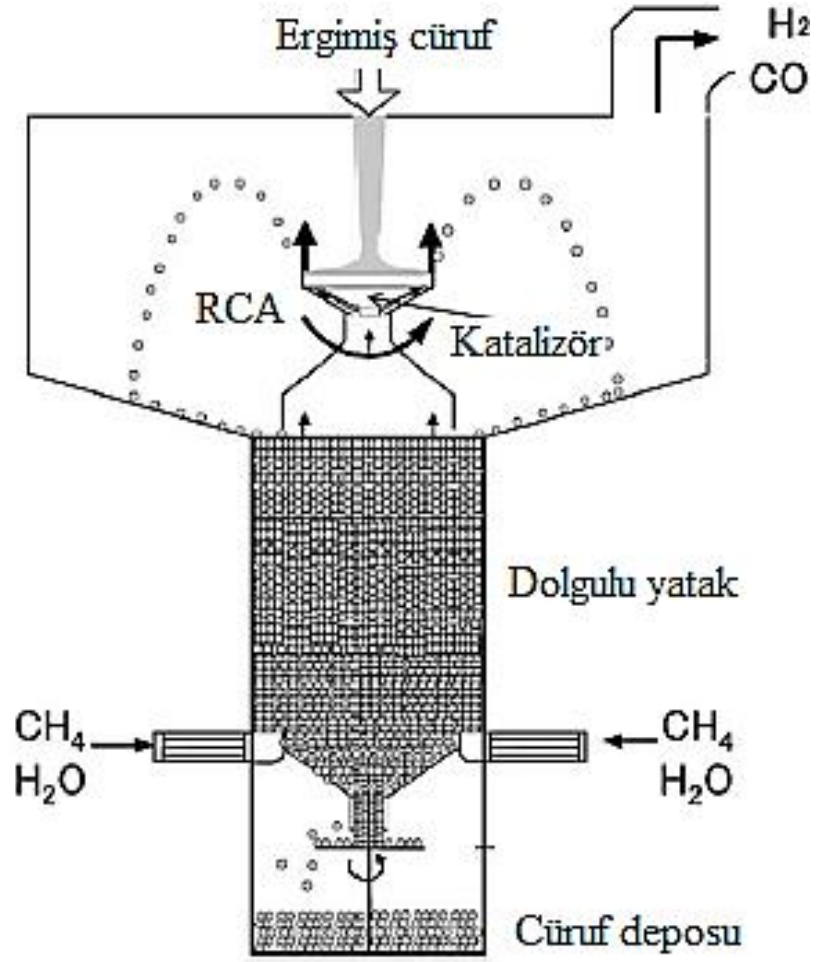
ısıyı yüksek sıcaklı cürufların sahip olduğu atık ısıdan temin etmişlerdir. Ayrıca MSR için gerekli katalizörleri de yüksek sıcaklıklı cürufların ısısından yararlanarak üretmişlerdir[9].



Şekil 2.12 Metan ayrıştırma yönteminin şematik gösterimi [9]

Metan ayrıştırma yönteminde ergimiş cürufun sahip olduğu atık ısının geri kazanımı; buhar dönüştürücüde sıcak gaz üretimi ve daha sonra üretilen gazların atmosferik sıcaklığa düşürülmesi ve akabinde Şekil 2.12’de gösterilen $CH_4 + H_2O \rightarrow CO + 3H_2$ tersinir formülü ile metan ve buhar üretimi şeklinde gerçekleşmektedir. Bu fikir önerildikten sonra birçok MSR deneyi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar yüksek sıcaklıklı cürufların yalnızca ısı taşımadığını aynı zamanda MSR için efektif bir katalizör olduğunu göstermiştir [9].

MSR ve RCA sistemleri geliştirilerek bu iki metodun birlikte sağlandığı Şekil 2.13’te gösterilen yeni bir sistem önerilmiştir.

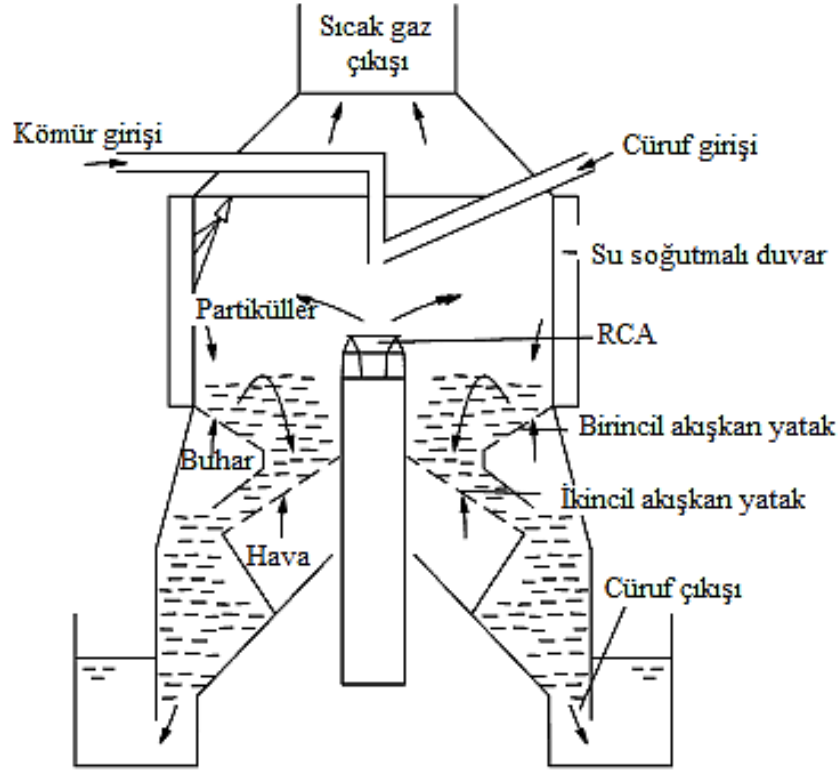


Şekil 2.13 RCA ve MSR kombine ısı geri kazanım sistemi [9]

Bu sisteme göre, ergimiş cüruf RCA metodu ile granüle edilmekte, daha sonra granüle edilmiş cüruflardan oluşmuş dolgulu yatak MSR reaksiyonuna iletim için kullanılmaktadır. Son olarak MSR reaksiyonu ile cürufun sahip olduğu atık ısı geri kazanılmaktadır [9].

Kömür gazlaştırma prosesi

Kömür gazlaştırma işlemi bir endotermik yöntemdir ve yüksek fırın cürufları bu yöntem süresince hızlı soğutmaya ihtiyaç duyar. 2004 yılında Liu ve arkadaşları metan gazı üretmek adına cürufun yüksek ısısından faydalanmak için Şekil 2.14 ile gösterilen iki adımdan oluşan bir sistem önermişlerdir.

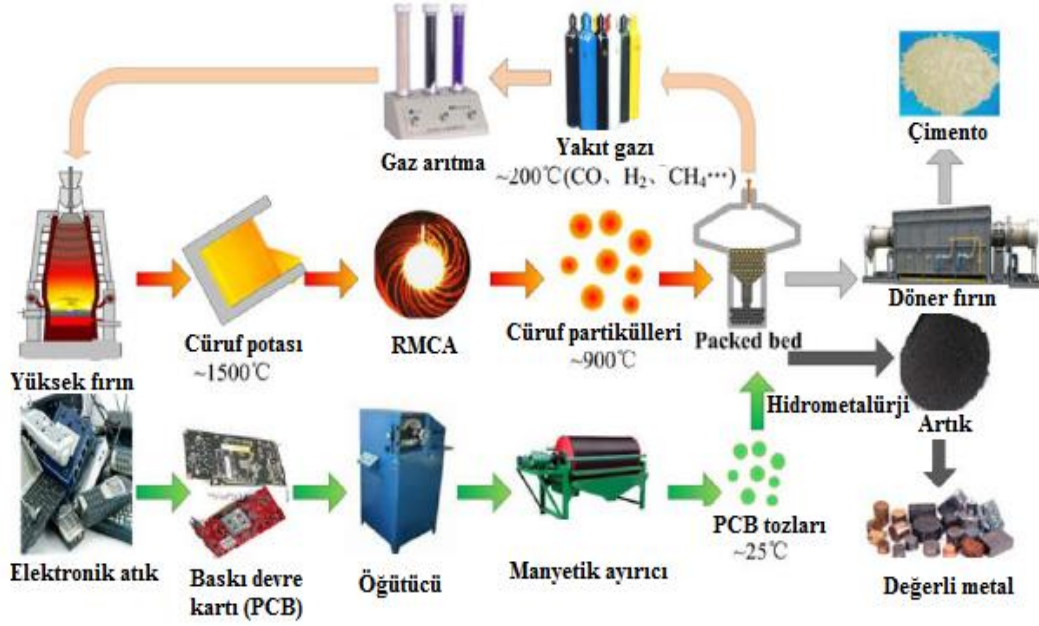


Şekil 2.14 Kömür gazlaştırma prosesinin şematik gösterimi [1]

Bu sistemde cüruflar önce kömür tozları ile karıştırılarak RCA'ya gönderilmektedir. Daha sonra bu cüruf kömür tozu karışımı RCA'da granüle edilmekte ve granüle edilen cüruf partikülleri özel olarak tasarlanmış ve alttan hava desteği olan yataklara düşürülmektedir. Bu metotta kömür gazlaştırma ve cüruf granülasyonu senkronize olarak uygulanmaktadır. Fakat önerilen bu sistem laboratuvar ortamında dahi kurulamamıştır [1].

Katı atıkların pirolizi ve gazlaştırılması

2011 yılında Çin'de bulunan Chongqing Üniversitesi'nden Lv ve arkadaşları tarafından devre kartlarının piroliz (ısı etkisiyle eritme) işlemi için yeni bir teknik geliştirilmiştir. Bu teknikte öncelikle yüksek sıcaklıklı cürufların sahip olduğu atık ısı ile devre kartlarının piroliz operasyonu gerçekleştirilmekte ve bu işlem sonucunda yakıt gazı elde edilmektedir. Bu proje ile ilgili çalışmalar günümüzde devam etmektedir [1].



Şekil 2.15 Katı atıkların pirolizi ve gazlaştırılması şematik gösterimi [9]

2.2.2 Kimyasal metotların durum değerlendirmesi

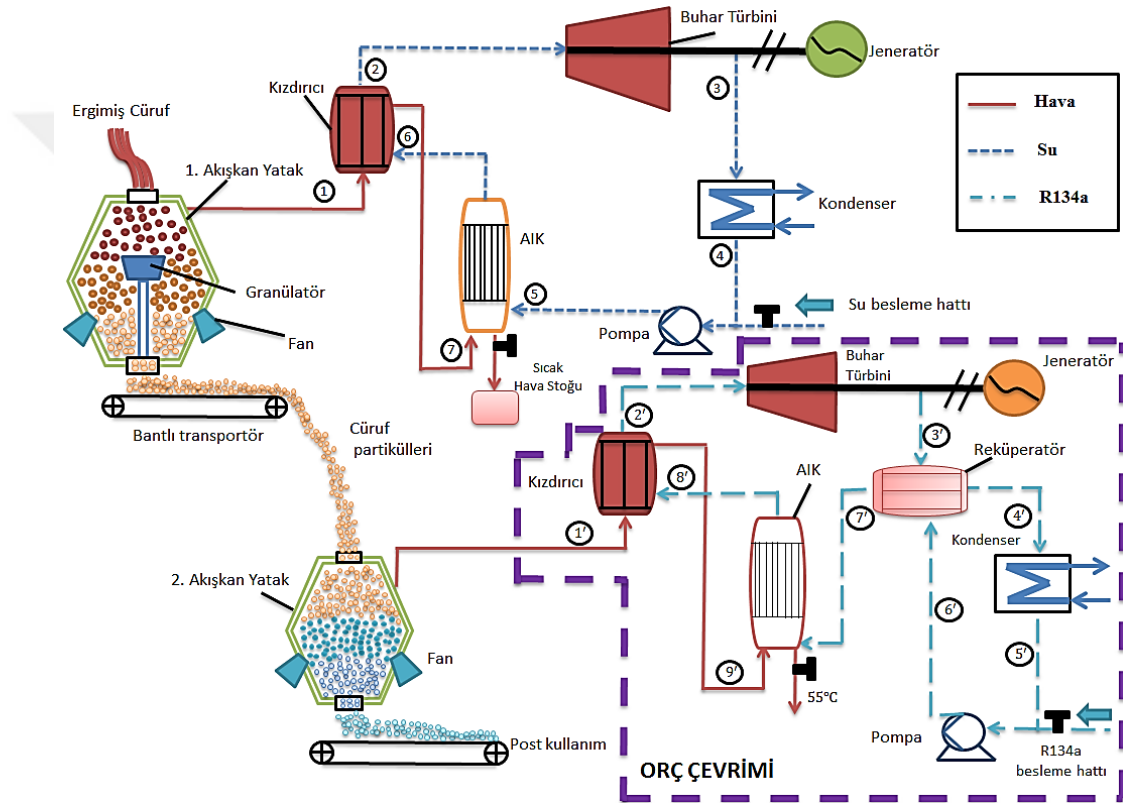
Metan dönüşüm reaksiyonu gibi kimyasal metotlar ergimiş cürufun sahip olduğu atık ısının kimyasal enerjiye dönüşümü için oldukça etkili yöntemlerdir. Ancak, kimyasal metotlar bir takım zorluklara sahiptir. Bu zorluklar aşağıda sıralandığı gibidir.

- Üretilen yakıt gazlarının arındırma işlemi oldukça zordur ve çelik üretim tesislerinde kimyasal reaksiyonlarda kullanılacak ham maddeler direkt olarak elde edilememektedir
- Ek maliyetler
- Herhangi bir kimyasal metodun şu ana kadar endüstriyel olarak denenmemesidir.

Kimyasal metotlar yukarıda ifade edilen zorluklardan ötürü büyük ölçekteki uygulamalarda henüz hayata geçirilememiştir. Tüm bu zorluklara rağmen, gelecekte kimyasal yöntemlerin büyük ölçekli endüstriyel uygulamalarda faaliyete geçmesi muhtemel görünmektedir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Ergimiş cürufun sahip olduğu atık ısı, sıcak hava ya da buhar olarak, kimyasal enerjinin yakıtı çevrilmesi ve termoelektrik güç üretimi şeklinde gerçekleştirilmektedir. Bu tez kapsamında, ergimiş cürufun sahip olduğu atık ısının sıcak hava ve buhar olarak geri kazanılmasına olanak sağlayan yenilikçi bir sistem tasarlanmıştır. Tasarlanan sistemin şematik görünümü Şekil 3.1’de gösterildiği gibidir. Tasarlanan sistemin Solidworks yazılımı kullanılarak hazırlanan üç boyutlu çizimleri ise EK-1 ve EK-2’de sunulmuştur.



Şekil 3.1 Tasarlanan santralin şematik görünümü

Tasarlanan sistemde enerji geri kazanımı iki çevrim ile gerçekleştirilmektedir. İlk termodinamik çevrimde Rankine çevrimi kullanılarak enerji geri kazanımı sağlanmaktadır. İkinci çevrimde, birinci akışkan yataktan tahliye edilen nispi miktarda düşük sıcaklığa sahip cüruf partiküllerinin atık ısısı Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) kullanılarak geri kazanılmaktadır.

Tasarlanan sistemin ilk çevriminde ergimiş cürufun granülasyon işlemi bir akışkan yatak içerisinde, RCA metodu kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Santrifüj

kuvvetlerin etkisi altında granüle edilen cüruf partikülleri üzerinden akışkan yatağın alt kısmında bulunan fanlar üzerinden hava üflenerek ergimiş cürufun atık ısısı havaya transfer edilmektedir. Daha sonra sıcak hava, kızdırıcıya girmekte ve buradan atık ısı kazanına (AIK) geçmektedir. AIK'da sıcak hava, bir pompa ile basınçlandırılan doymuş suyu doymuş buhar fazına dönüştürmek için kullanılmakta ve akabinde AIK üzerinden bir sıcak hava stokuna tahliye edilmektedir. Bu operasyonu takiben, doymuş buhar AIK'dan çıktıktan sonra kızdırıcı üzerinden geçirilerek kızgın buhar fazına dönüştürülmektedir. Daha sonra kızgın buhar, buhar türbinine yönlendirilmekte ve burada yoğunlaştırucu basıncına genişletilerek jeneratör üzerinden elektrik enerjisi elde edilmektedir. Son olarak hava kaynaklı yoğunlaştırucuda doymuş buhar doymuş su fazına dönüştürülerek ilk termodinamik çevrim tamamlanmaktadır.

Birinci akışkan yataktan tahliye edilen katı cüruf partikülleri nispi miktarda bir atık ısıya sahiptir. Bu düşük sıcaklıktaki ısının bir ORÇ çevrimi kullanılarak geri kazanılabileceği öngörülmüştür. ORÇ çevriminde kullanılacak olan organik akışkan seçimi için, kolay temin edilebilme, ekonomiklik ve çevre dostu gibi özelliklere sahip olmasından ötürü R134a tercih edilmiştir. Çevrimde, birinci akışkan yataktan tahliye edilen cüruf partikülleri bir bantlı konveyör kullanılarak ikinci bir akışkan yatak içerisine düşürülmektedir. İlk çevrimde olduğu gibi cüruf partikülleri üzerinden fanlar yardımıyla hava üflenerek cüruf partiküllerinin atık ısısı havaya transfer edilmektedir. Daha sonra, sıcak hava kızdırıcıya yönlendirilmekte, buradan da AIK'ya geçerek tahliye edilmektedir. İkinci bir pompa ile basınçlandırılan R134a önce reküperatöre yönlendirilmekte burada bir ön ısıtma gerçekleştirilerek AIK'ya gönderilmektedir. AIK'da sıvı fazdaki R134a, doymuş buhar fazına dönüştürülmekte ve buradan kızdırıcıya yönlendirilerek kızdırıcıda kızgın buhar elde edilmektedir. Daha sonra kızgın buhar bir alçak basınç türbininde genişleyerek termal enerjisi bir jeneratör yardımı ile elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Türbin çıkışında buhar reküperatöre yönlendirilmekte ve burada organik akışkanın ön ısıtmasında kullanılmaktadır. Son olarak reküperatörden çıkan organik sıvı hava kaynaklı yoğunlaştırucuda yoğunlaştırularak pompa ile tekrar çevrime dahil edilmektedir.

Bu bölümde enerji geri kazanım sistemini oluşturan iki çevrim için bileşenlerin tasarımları gerçekleştirmiş ve tasarımlarda kullanılan metotlar detaylı bir şekilde sunulmuştur.

3.1 Birinci Isı Geri Kazanımı Çevrimi

3.1.1 RCA tasarımı

RCA yöntemi ile ergimiş cüruftan ısı geri kazanımını sağlamak adına sıcaklık, granülatör hızı ve granülatör boyutları gibi faktörlerin göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Bu bölümde sıcaklık, granülatör hızı ve granülatör boyutlarının ısı geri kazanımına etkisi incelenmiş ve bu parametreler göz önünde bulundurularak döner kap tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Sıcaklık etkisi

Ergimiş cürufun viskozitesi sürekli cüruf akışı ve ısı geri kazanımı üzerinde büyük bir etkiye sahiptir ve sıcaklık viskozite üzerinde anahtar parametredir. Cüruf yaklaşık olarak 1250°C – 1400°C sıcaklıkta erimekte, ergimiş cüruf ise yaklaşık 1320°C de katılaşmaktadır. Bu durumda sisteme sürekli bir cüruf akışı sağlayabilmek için ergimiş cüruf sıcaklığı 1320°C değerinden yüksek bir değerde granülatör içerisine boşaltılması gerekmektedir [13].

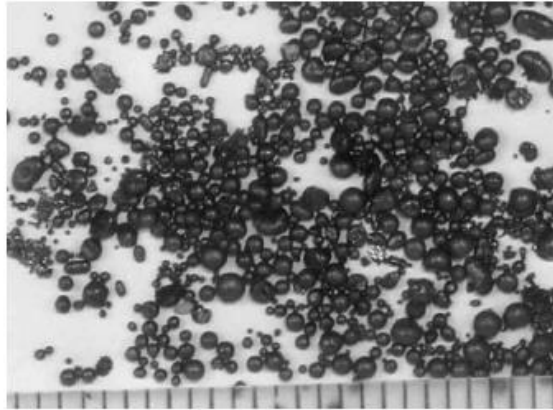
Granülatör hızının etkisi

Granülatör hızı santrifüj granülasyon işleminde en önemli parametrelerden biridir. Bu durumun sebebi, granülatör hızının granülasyon işleminin başarıyla tamamlanmasını sağlayan santrifüj kuvvetleri direkt olarak etkilemesidir. Granülatör hızının granülasyon işlemine etkisini araştırmak adına Zhou ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen çalışmada 18 cm çapa sahip bir granülatör içerisine 1450°C sıcaklığında boşaltılan ergimiş cüruf 800 dev/dak, 1300 dev/dak ve 2300 dev/dak hızlarında granüle edilmiştir. Bu işlem sonucu elde edilen sonuçlar Çizelge 3.1'deki gibi elde edilmiştir [13]. Çizelge 3.1'den görüleceği gibi granülatör hızı arttırıldığında oluşan katı cüruf partiküllerinin çapı 3 mm değerinin altına inmektedir. Ancak bu durum yüksek granülatör hızının her zaman daha iyi sonuç vereceği anlamına gelmemektedir. Çünkü granülatör hızının arttırılması cüruf bünyesinde bulunan lif oranını arttırmakta ve bu durum cüruftan elde edilecek katma değeri kısıtlamaktadır. Ayrıca lif oranının artması akışkan yatak içerisinde cüruftan ısı transferini, dolayısıyla enerji geri kazanımını olumsuz yönde etkilemektedir.

Çizelge 3.1 Farklı hız değerlerinde granülasyon sonucu oluşan katı cüruf partiküllerinin çap değerlerinin dağılımı [13]

Çap (mm)	Dönme hızı (dev/dak)			
	800	1300	1800	2300
0-1	0.02 (0.4%)	0.04 (0.8%)	0.06 (1.2%)	0.11 (2.2%)
1-2	0.09 (1.8%)	0.15 (3.0%)	0.26 (5.2%)	0.43 (8.6%)
2-3	0.23 (4.6%)	0.36 (7.2%)	0.63 (12.6%)	1.10 (22.0%)
3-5	1.01 (20.2%)	1.11 (22.2%)	1.26 (25.2%)	1.28 (25.6%)
5-8	1.57 (31.4%)	1.42 (28.4%)	1.33 (26.6%)	0.93 (18.6%)
>8	1.91 (38.2%)	1.66 (33.2%)	1.06 (21.0%)	0.29 (5.8%)
Lif miktarı	0.17 (3.4%)	0.26 (5.2%)	0.41 (8.2%)	0.86 (5.2%)

Northeast University'den Yu ve arkadaşları granülatör hızının cüruf partikülleri üzerindeki etkisini incelemek amacıyla yaptıkları çalışmada granülatör hızı arttırıldığında santrifüj kuvvetler etkisi altında daha küçük boyutta cüruf partiküllerinin oluştuğunu gözlemlemiştir. Aynı çalışmada dönme hızı 600-1800 dev/dak aralığında arttırıldığında 1-6 mm çap değerine sahip cüruf partiküllerinin oluştuğu saptanmıştır. Ancak hız değeri 1000 dev/dak değerini aştığında granülatör hızının cüruf boyutu üzerindeki etkisinin ciddi manada azaldığı görülmüştür. Buna ek olarak, cüruf viskozitesindeki azalma ile daha küçük çapta cüruf partiküllerinin oluştuğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, aynı çalışmada döner kap açısının granülasyon işleminde çok az bir etkiye sahip olduğu görülmüştür [1].



Şekil 3.2 3000 dev/dak dönme hızında RCA prosesinde oluşan partiküller [6]

Granülatör boyutlarının etkisi

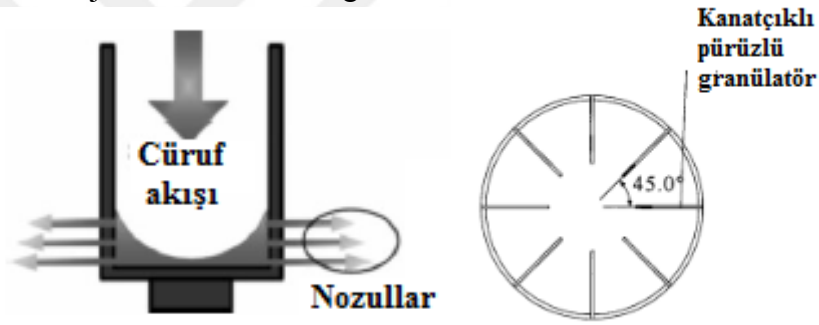
Ergimiş cürufun granülasyon işleminde granülatör çapı bir diğer anahtar parametredir. Yüksek çap değerleri dönme üzerinde negatif etkiye sahiptir ancak diğer taraftan granülatör çap değerinin çok küçük seçilmesi ergimiş cüruf sıvı ayrışmasının tam sağlanamadan cürufun kap dışarısına atılmasına neden olmaktadır. Kuru santrifüj granülasyon prototipi ilk olarak 1980'li yılların başında Pickering ve arkadaşları tarafından geliştirilmiştir. Pickering ve arkadaşları tarafından yapılan deneysel çalışmalarda 0.2-0.5 kg/s kütleli debiye sahip cüruf akışı ile 100 mm çapında ve 500-1500 dev/dak hız değerleri için RCA tasarımı gerçekleştirilmiş ve granülasyon işleminin performansı değerlendirilmiştir. Bu parametreler kullanılarak yapılan deneylerin sonucunda 2 mm çapında ve 95% camsı faz içeriğine sahip küresel şekilli katı cüruf partiküllerinin elde edilebildiği gözlemlenmiştir [10].

Pan ve arkadaşları tarafından 50 mm çapında ve 10 mm kalınlığında döner kap kullanılarak gerçekleştirilen bir diğer çalışmada, kap içerisine dökülen ergimiş cüruf sıcaklığının 1460 °C ve döner disk hızının 900 dev/dak olduğu durumda oluşan katı cüruf partiküllerinin çap değerinin 90% oranında 1.5 mm'den küçük olduğu gözlemlenmiştir [14]. Daha sonra gerçekleştirilen deneylerin CFD modeli kurulmuş ve CFD modeli kullanılarak ergimiş cüruf debisi, kap hızı, kap yarıçapı, cüruf viskozitesi ve cüruf yoğunluğu gibi parametrelerin kap köşelerinde oluşan sıvı cüruf filmi kalınlığı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu saptanmıştır. Bu duruma ek olarak ergimiş cürufun sahip olduğu yüzey gerilmesi değerinin film kalınlığı üzerinde çok küçük bir etkisinin olduğu gözlemlenmiştir [14].

Döner kap ile kuru granülasyon üzerine yapılan çalışmalardan bir diğeri de Mizuochi ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilmiştir. Mizuochi ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada nozullardan verilen hava, döner kap içerisinden atılan ergimiş cürufa çarptırılarak granülasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde granülasyon işlemi döner kabın ve hava akışının kombine eylemleri sonucu gerçekleştirilmektedir. Ayrıca bu çalışmada, cüruf partiküllerinin boyu üzerinde rotor hızı, cüruf viskozitesi ve hava debisinin etkisi incelenmiş ve düşük cüruf viskozitesi, yüksek hava debisi ve yüksek hız değerlerinde daha küçük çap değerine sahip, yüksek kaliteli cüruf partikülleri elde edilebileceği gözlemlenmiştir. Bu duruma ek olarak, döner kabın devir sayısı 900-3000 dev/dak değerleri arasında arttırıldığında ortalama cüruf partikülü boyutlarının 5-6 mm'den 0.9 mm'nin altında bir değere

düştüğü ve küresel şekilli cüruf partiküllerinin oluştuğu görülmüştür [14]. Ayrıca, Purwanto ve arkadaşları nümerik simülasyonlar ile döner kabın köşelerinde oluşan film kalınlığını hesaplamış ve simülasyon sonuçlarının deney sonuçları ile uyum içerisinde olduğunu göstermiştir [14].

Ancak yukarıda bahsedilen çalışmalarda ergimiş cüruf ve kap yüzeyinde meydana gelen kayma hesaba katılmamıştır. Gerçek proseste yüksek devirlere çıkıldığında ciddi bir kayma söz konusu olmaktadır. Yüksek hızlarda granülatörün köşelerini terk eden cürufun teğetsel hızı, granülatör dairesel hızının oldukça altında bir değere sahiptir ve bu durum enerji transferi verimliliğini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu durumun önüne geçebilmek adına pürüzlü granülatörler geliştirilmiştir. Pürüzlü granülatörler, döner kap içerisinde kanatçık, nozul gibi elemanlar içeren granülatörlerdir. Bu tarz granülatörler ergimiş cüruf ve döner kap arasındaki kaymayı sınırlayarak enerji transferi verimliliğini arttırmaktadırlar.



Şekil 3.3 Kanatçıklı ve nozullu pürüzlü granülatörler

Granülatör Tasarımı

Bu bölümde yüksek fırınlarda ortalama 175000 ton / yıl kapasite ile ham demir üretimi gerçekleştiren bir tesis referans alınarak granülatör tasarımı gerçekleştirilmiştir. Isı geri kazanımı için tasarlanacak olan sisteme sürekli bir cüruf akışı sağlayabilmek adına ergimiş cüruf sıcaklığının 1320°C değerinden yüksek bir değerde granülatör içerisine boşaltılması gerekmektedir. Reel proseslerde ergimiş cüruf ortalama 1450°C – 1550°C aralığında tahliye edilmektedir. İlk aşamada bu yüksek sıcaklık değerlerine dayanabilecek granülatör malzemesi belirlenmiştir. İkinci aşamada, 175,000 ton/yıl kapasite ile ham demir üretebilen bir tesis için granülatör tasarlanmıştır. Son olarak tasarlanan granülatörün sonlu elemanlar modeli (SEM) kurulmuş ve mekanik performansı analiz edilmiştir.

Granülätör malzemesinin seçimi

Yüksek çalışma sıcaklığı ve korozyon dayanıklılığı dikkate alınarak granülätör malzemesi olarak dubleks (1.4462) paslanmaz çelik seçilmiştir. Dubleks paslanmaz çeliğin kimyasal kombinasyonunu %0.03 karbon (C), %1.0 Silisyum (Si), %0.035 Fosfor (P), %0.015 Kükürt (S), %21.0-23.0 Krom (Cr), %2.5-3.5 Molibden (Mo), %0.10-0.22 Azot (N) ve %4.5-6.5 Nikel (Ni) elementleri oluşturmaktadır. Dubleks paslanmaz çelik korozyona karşı aşırı dayanıklı bir çeliktir. Ayrıca 1.4462 türü paslanmaz çelik 304 ve 316 kalite malzemelere oranla paslanmaya karşı daha yüksek bir direnç gösterip, kimyasal olarak hem östenitik hem de ferritik paslanmaz çelik özellikleri taşır. Mekanik özellikler açısından da günlük hayatta sıklıkla kullanılan 304 ve 316L kalite paslanmaz çeliklerden 30% ile 70%'e varan oranlarda daha iyi bir mekanik dayanıma sahiptir. [15].

Granülasyon işleminde, granülätör ergimiş cüruf ile ortalama 0.5-6 saniye arasında temasta bulunmaktadır. Bu temas süresince granülätör yüzeyinde malzeme aşınması ve deformasyonu meydana gelmemesi için granülätör yüzeyi bir astar ile kaplanmalıdır. Bu amaç doğrultusunda granülätör yüzeyinin dolomit esaslı refrakter ile kaplanmasının uygun olacağı düşünülmüştür. Dolomit kireçtaşında ($CaCO_3$) kalsiyum ile beraber magnezyumun eklenmesi ile oluşan bir mineraldir. Fiziksel ve kimyasal yapısına bağlı olarak dolomit çok geniş bir kullanım alanına sahiptir. Fakat asıl önemli kullanım alanı demir-çelik sanayiinde refrakter malzeme imalatında kullanılmasıdır [16]. 1.4462 kalite dubleks paslanmaz çeliğe ait özellikler Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2 1.4462 kalite dubleks paslanmaz çeliğe ait mekanik özellikler [17]

Nicelik	Değeri
Akma mukavemeti	450 MPa
Kopma mukavemeti	650 MPa
Yoğunluk	8000 kg/m^3

Granülätörün boyutlandırılması

1 ton ham demirin üretilmesi prosesinde yaklaşık olarak 0.3 ton cüruf oluşmaktadır[10]. Bu bilgi değerlendirilerek 175,000 ton / yıl kapasitede ham demir

üretimi yapan bir üretim tesisinin cüruf üretim kapasitesi Eşitlik 3.1 kullanılarak hesaplanabilir.

$$\text{Cüruf üretim kapasitesi} = 175,000 \times 0.3 = 52,500 \text{ ton/yıl} \quad (3.1)$$

Saatlik ergimiş cüruf kütleli debisi ise aşağıda verilen ifade ile hesaplanır.

$$\dot{m} = \frac{52500}{365 \times 24} \cong 6 \text{ ton /saat} \cong 1.67 \text{ kg/s} \quad (3.2)$$

Hesaplanan kütleli debiden cüruf özellikleri bilindiği takdirde hacimsel debiye rahatlıkla geçiş yapılabilir. Ergimiş cürufa ait fiziksel özellikler Çizelge 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.3 Ergimiş cürufa ait fiziksel özellikler [18]

Nicelik	Değeri
Ergimiş Cüruf yoğunluğu (ρ)	3000 kg/m ³
Ergimiş cürufun dinamik viskozitesi (μ_d)	0.7 Pa.s

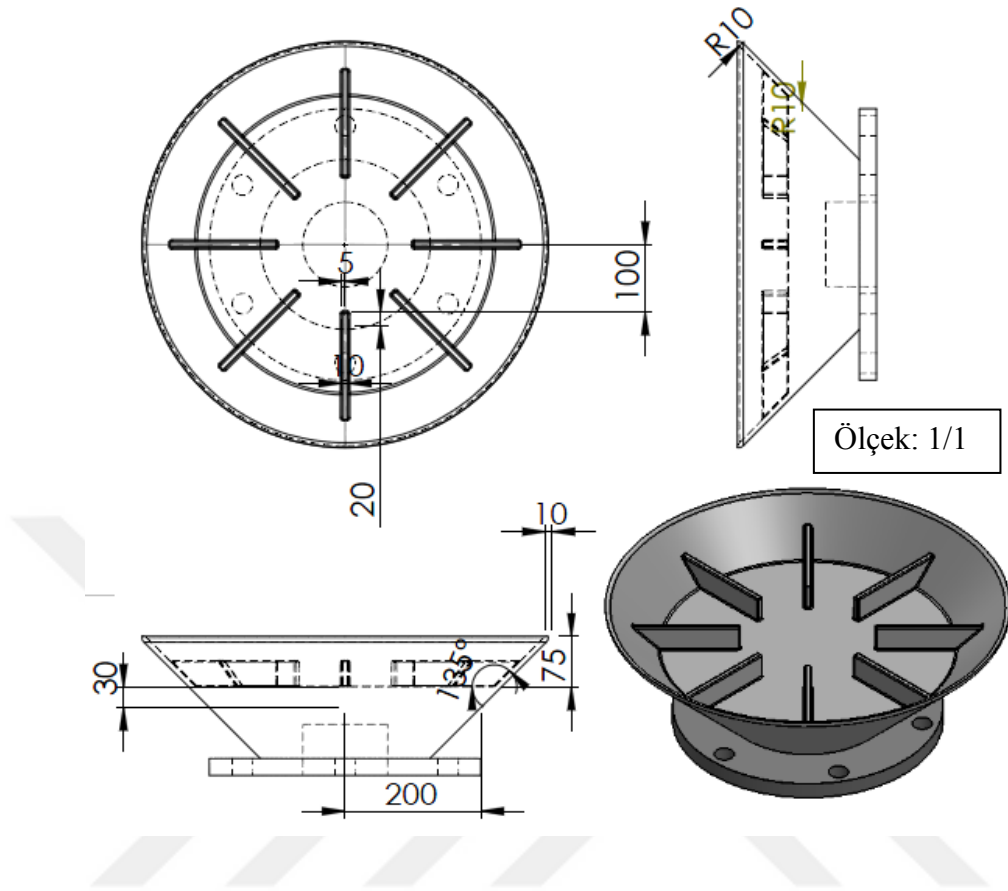
Çizelge 3.3 ile verilen cüruf yoğunluğu değeri kullanılarak döner kap içerisine dökülen ergimiş cürufun hacimsel debisi aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{1.67}{3000} \cong 5.57 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s} \quad (3.3)$$

RCA prosesinde ergimiş cürufun santrifüj kuvvet ve hava akışı sayesinde kombine bir biçimde katılaşması 0.5-6 saniye arasında gerçekleşmektedir. Katılaşma işlemi için maksimum süre olan 6 saniye esas alınır, 6 saniye içerisinde granülatör içerisine boşaltılacak cüruf hacmi şu şekilde hesaplanabilir;

$$V_{\text{cüruf}} = \dot{Q} \cdot t = 5.57 \times 10^{-4} \times (6) = 3.342 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (3.4)$$

Boyutlandırılacak olan granülatörün hesaplanan cüruf hacmini taşıyacak kapasitede olması gerekmektedir. Ayrıca enerji verimliliğini arttırması açısından granülatörün yüzeyinde kanatçıklara sahip olacak şekilde pürüzlü olarak tasarlanmasının uygun olacağı düşünülmüştür. Bu parametreler göz önüne alınarak granülatör Şekil 3.4'te gösterildiği gibi boyutlandırılmıştır.



Şekil 3.4 Tasarlanan granülatör

Katı cüruf partiküllerinin çap değerinin hesaplanması

Tasarlanan granülatörde granülasyon işlemi sonucunda oluşacak cüruf partiküllerinin çap değerini hesaplamak adına granülatörün iç kısmı kontrol hacmi olarak modellenmiştir. Granülasyon işlemi sırasında kontrol hacmine giren ve çıkan cüruf debileri hesaplanmalıdır. Ergimiş cüruf granülatör içerisine döküldüğünde santrifüj kuvvetler etkisi altında granüle edilmekte ve bu esnada granülatör yüzeyinde sıvı cüruf filmi oluşmaktadır.



Şekil 3.5 Granülatörün kontrol hacmi olarak modellenmesi

Şekil 3.4'te belirtilen boyutlar kullanılarak tasarlanan granülatörün yüzeyinde oluşan cüruf film kalınlığının hesaplanması gerekmektedir. Cüruf filminin kalınlığı Pan ve arkadaşları tarafından geliştirilen ve Eşitlik 3.5 ile ifade edilen nümerik bağıntı kullanılarak hesaplanabilir [14].

$$h = 0.479 \frac{G^{0.336} \mu^{0.275}}{\omega^{0.612} r^{0.56} \rho^{0.612}} \quad (3.5)$$

Bu denklemde h (mm) sıvı film kalınlığını G (kg/dak) ergimiş cüruf kütledebisini, μ (Pa.s) ergimiş cüruf dinamik viskozitesini, ρ (kg/m^3) ergimiş cüruf yoğunluğunu, r (mm) döner disk yarıçapını ve ω (dev/dak) granülatör hızını ifade etmektedir. Granülatör hızı 1200 dev/dak alınarak tasarlanan granülatör yüzeyinde oluşabilecek cüruf film kalınlığı aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$h = 0.479 \frac{1.67^{0.336} 0.7^{0.275}}{1200^{0.612} 200^{0.56} 3000^{0.612}} \cong 2.58 \times 10^{-6} mm \quad (3.6)$$

Yapılan hesaplama sonucunda granülatör yüzeyinde oluşan film kalınlığının ihmal edilebilir seviyede olduğu sonucuna varılmıştır. Bu durumda granülatöre giren cüruf debisi ile çıkış debisi eşit olacaktır. Bu varsayımdan yola çıkarak granülatörün rahatlıkla sürekli akışlı sürekli açık (SASA) sistem olarak modellenebileceği söylenebilir.

Tasarlanan granülatör için granülasyon sonucunda oluşacak katı cüruf partikülleri boyutları hesaplanmalıdır. Purwanto ve arkadaşları RCA prosesinde oluşan katı cüruf partiküllerinin çap değerini hesaplamak adına aşağıda ifade edilen eşitliği türetmişlerdir [14].

$$D_p = 16.86 / rv \quad (3.7)$$

Bu eşitlikte, D_p (mm) cüruf partiküllerinin çapını, r (mm) döner kabın yarıçapını (mm), v (m/s) teğetsel hızı ifade etmektedir.

Teğetsel hız aşağıdaki eşitlik kullanılarak 25.134 m/s olarak hesaplanmıştır.

$$v = w \times r \quad (m/s) \quad (3.8)$$

$$w = \frac{2\pi}{60} \times n = \frac{2\pi}{60} \times 1200 \cong 125.67 \text{ (1/s)} \quad (3.9)$$

$$v = 125.67 \times \frac{400 \times 10^{-3}}{2} = 25.134 \text{ (m/s)} \quad (3.10)$$

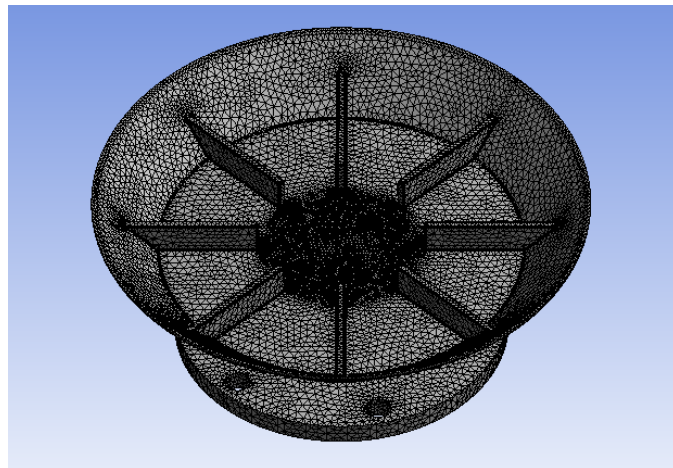
Teğetsel hız Eşitlik 3.7 ile verilen denklemde yerine konulursa, granülasyon sonucu oluşacak katı cüruf partiküllerinin çapı 3.55 mm olarak hesaplanır.

$$D_p = \frac{16.86}{(200 \times 10^{-3}) \times (25.134)} \cong 3.35 \text{ mm} \quad (3.11)$$

Literatüre göre bu çap değeri verimli bir ısı transferi sağlayabilmek adına tatmin edici bir değeri temsil etmektedir.

Granülatörün sonlu elemanlar modelinin kurulması ve yapısal analizlerin gerçekleştirilmesi

Tasarlanan granülatörün fiziksel çalışma şartlarında göstereceği reaksiyonları tahmin etmek ve emniyet seviyesini belirlemek adına sonlu elemanlar metodu (SEM) kullanılarak yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Granülatör sonlu elemanlara ayrılırken köşeler ve radüslü bölgeler için lokal mesh uygulanmıştır. ANSYS 15.0 yazılımından faydalanılarak Şekil 3.6'da gösterildiği gibi granülatör 5 mm eleman boyutu kullanılarak 45,774 elemana bölünmüştür.

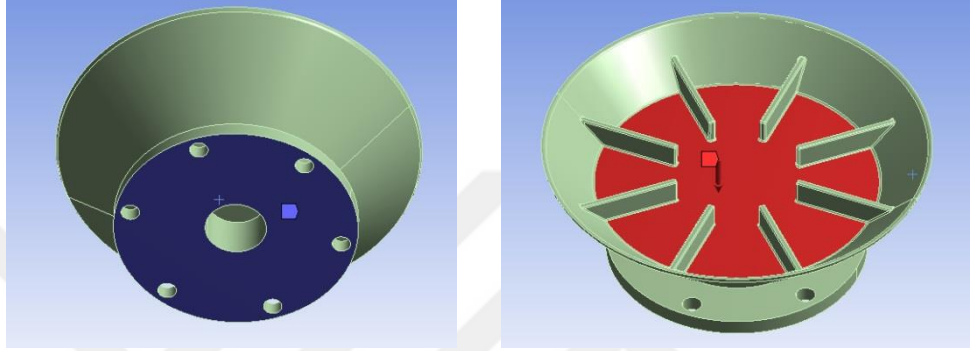


Şekil 3.6 Tasarlanan granülatörün sonlu elemanlar modeli

İlk olarak ergimiş cürufun granülatör üzerine dökülme süresi boyunca (6 saniye) granülatörün dökülen cüruf ağırlığına karşı göstereceği reaksiyonlar hesaplanmıştır. Bu analiz için sınır şartları Şekil 3.7’de gösterildiği gibi granülatörün alt yüzeyinden sabitlenmesi ve iç yüzeyine ağırlığın yayılı yük olarak uygulanması şeklindedir.

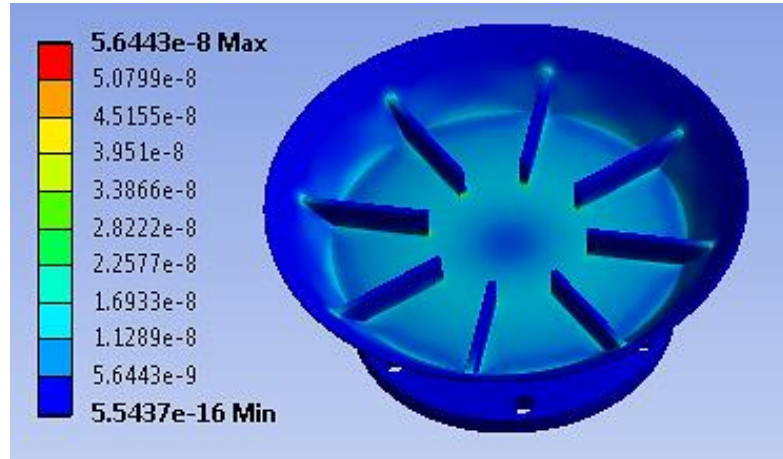
$$6 \text{ saniye süresince granülatöre gelen cüruf kütlesi} = 1.67 \text{ kg} / s \times 6s \cong 10 \text{ kg} \quad (3.12)$$

$$\text{Granülatöre gelen cüruf ağırlığı} = m \times g = 10 \times 9.81 = 98.1 \text{ N} \cong 100 \text{ N} \quad (3.13)$$



Şekil 3.7 Granülatörün sınır şartları ve yükleme durumu

Belirtilen yükleme durumunda granülatör üzerinde Von-Mises kriteri kullanılarak maksimum eşdeğer gerilme 0.01 MPa olarak bulunmuş maksimum yer değiştirme ise ihmal edilecek kadar küçük çıkmıştır.

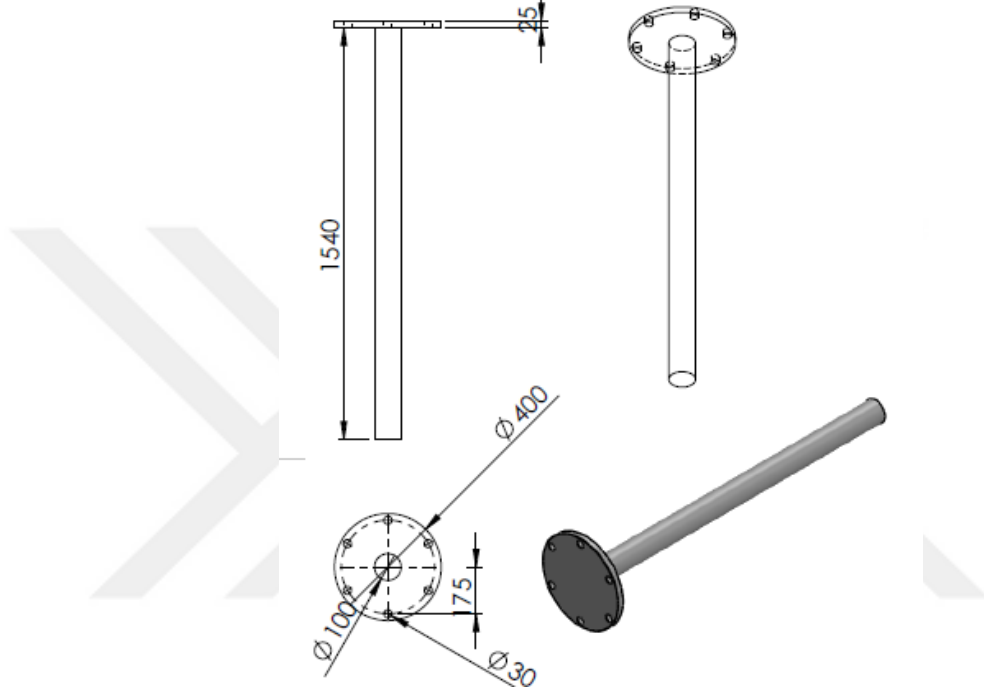


Şekil 3.8 Von-Mises strain dağılımı

Şekil 3.8 ile verilen Von-Mises strain dağılımı değerleri yorumlanacak olursa; granülatör tasarımının oldukça emniyetli olduğu rahatlıkla söylenebilir.

Tahrik mili tasarımı

Tahrik mili motordan gelen hareketi diğer elemanlara ileten mildir. RCA tasarımında granülatörün dönme eylemi, motorun dönme hareketini granülatöre ileten bir tahrik mili vasıtasıyla gerçekleştirilir. RCA sistemi için tahrik mili 304 kalite paslanmaz çelik seçilerek Şekil 3.9’da gösterildiği gibi tasarlanmıştır.

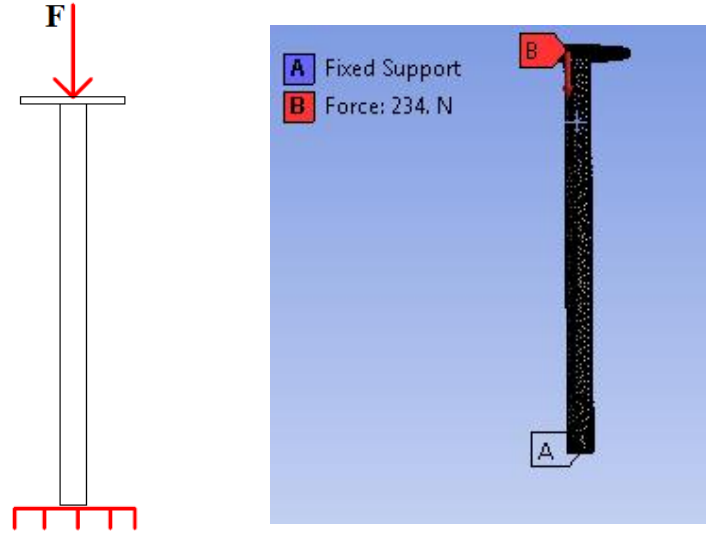


Şekil 3.9 Tahrik mili tasarımı

Tasarlanan tahrik mili göreceli olarak uzun olduğundan ve granülatör nedeni ile aksenal yüke maruz kalacağından ötürü burkulma eğilimi gösterecektir. Tasarlanan sistemin burkulma analizi ANSYS 15.0 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tahrik miline gelen aksenal kuvvet granülatörün ağırlığı ve cüruf ağırlığından oluşacaktır. Bu bileşke kuvvet değeri aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanabilir.

$$F_B = (\rho \times v \times g)_{\text{granülatör}} + (m \times g)_{\text{cüruf}} \quad (3.14)$$

$$F_B = (14.4 \times 9.81) + (10 \times 9.81) \cong 234 \text{ N} \quad (3.15)$$



Şekil 3.10 Tahrik milinin burkulma analizi

Hesaplanan kuvvet değeri Şekil 3.10'da gösterildiği gibi tahrik mili alt kısmından mesnetli olacak biçimde uygulanarak lineer burkulma hesabı gerçekleştirilmiştir. Belirtilen sınır şartları altında tahrik milinde oluşan toplam yer değiştirme 1.05 mm olarak hesaplanmıştır. Mil üzerine gelen maksimum gerilme ise 0.25 MPa olarak elde edilmiştir. Bu değerler analiz edildiğinde tahrik milinin burkulma açısından oldukça emniyetli olduğu görülmüştür.

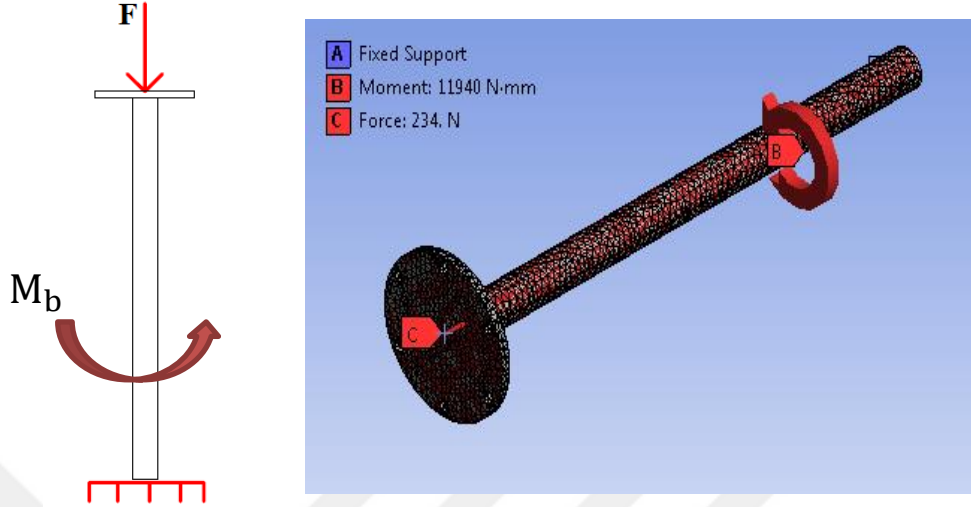
Tahrik mili burkulmanın yanında motordan gelen moment etkisi altında burulma zorlanmasına da maruz kalacaktır. Burulma gerilmesinin bulunabilmesi için motorun doğurduğu burulma momentinin hesaplanması gerekmektedir. Bu değer Eşitlik 3.16 ile ifade edilen bağıntı ile hesaplanmaktadır.

$$M(Nm) = \frac{9550 \times P(kW)}{n(dev/dak)} \quad (3.16)$$

Formülden görüleceği gibi burulma momentinin hesaplanabilmesi için motor gücüne ihtiyaç duyulmaktadır. RCA sistemi için 4 kutuplu 50 Hz frekans değerinde, tam yükleme durumunda 1500 dev/dak hız ve 1.5 kW güce sahip bir motor seçilmesinin uygun olacağı öngörülmüştür. Belirtilen motor özellikleri referans alınarak oluşacak burulma momenti aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

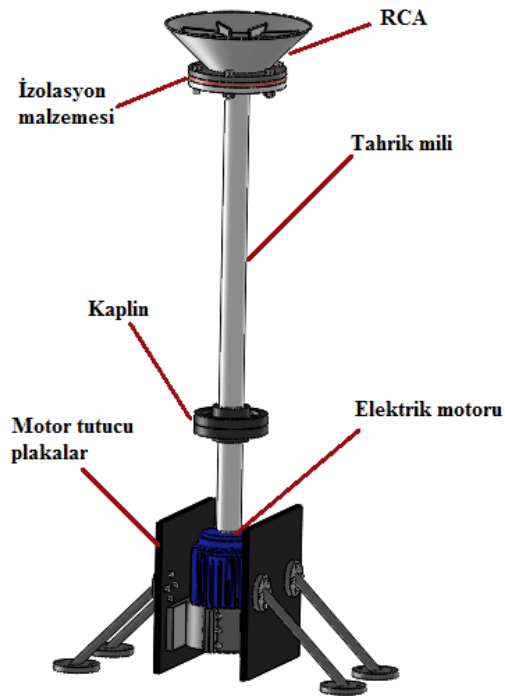
$$M = \frac{9550 \times 1.5}{1200} = 11.94 \text{ Nm} \quad (3.17)$$

Şekil 3.11’de gösterilen motorun neden olacağı burulma momenti ve granülötör ve cüruf ağırlığından dolayı oluşacak bileşik zorlanma hali için milin sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.11 Tahrik milinin bileşik yükleme durumu ve SEM

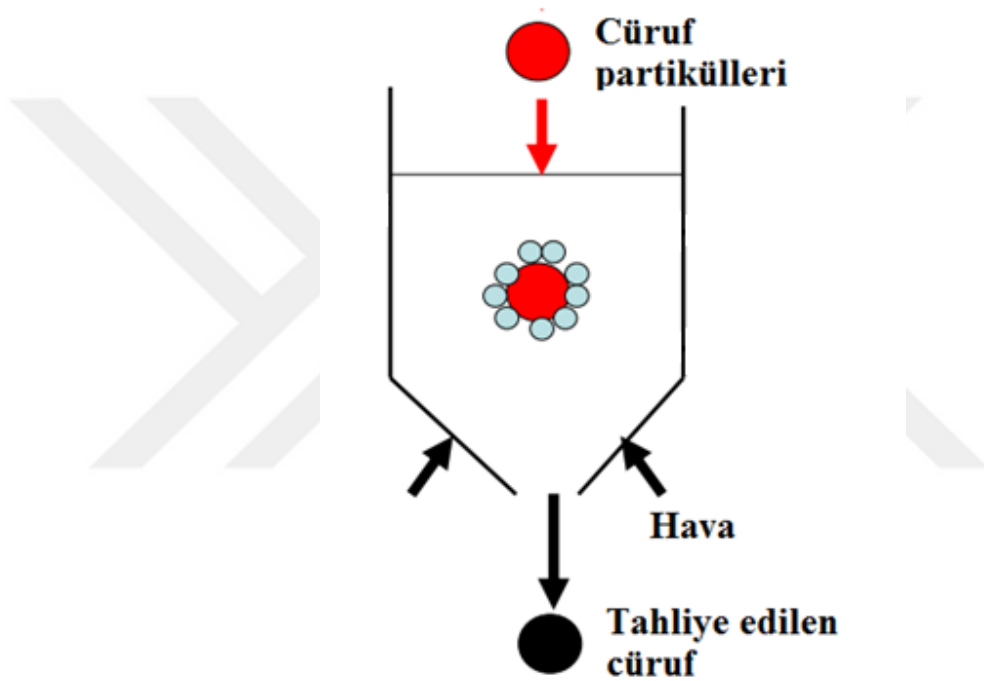
Gerçekleştirilen analizlerde tahrik mili üzerinde oluşabilecek maksimum Von-Mises gerilmesi malzememizin akma sınırının oldukça altında çıkmıştır. Tasarlanan tahrik milinin işlevini emniyetli bir şekilde yerine getirebileceği sonucuna varılmıştır. Elde edilen sonuçlar göz önünde bulundurularak RCA sistemi Şekil 3.12’de gösterildiği gibi tasarlanmıştır.



Şekil 3.12 Tasarlanan RCA sistemi

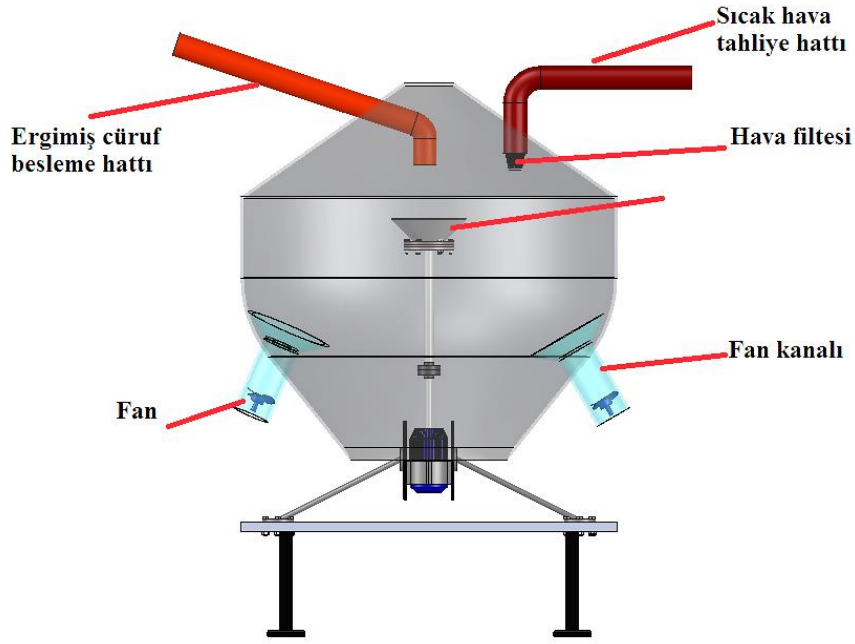
3.1.2 Akışkan yatak tasarımı

Akışkan yatak, belli boyutlardaki katı taneciklerin sıvı gibi davrandıkları duruma verilen isimdir. Bu durum, basınçlı bir gazın, ortamı oluşturan katı tanecikler arasından geçmesiyle oluşur. Bu durumda katılar sıvı karakteristiği göstermeye başlar. Ayrıca taneciklerin iç yapısı değişmeden, yoğunlukları azalır [19]. Cürufun sahip olduğu atık ısının geri kazanılması için akışkan yatağın bu özelliğinden faydalanılarak Şekil 3.13’de gösterildiği gibi basınçlı bir gaz katı cüruf partikülleri üzerinden geçirilerek partiküllerin atık ısısı gaza aktarılmaktadır.



Şekil 3.13 Akışkan yatak içerisinde cüruf partiküllerinin atık ısının geri kazanımı

Granülasyon işlemine tabi tutulmuş cüruf partiküllerinin sahip olduğu ısıyı geri kazanmak için Şekil 3.14’de gösterildiği gibi bir akışkan yatak tasarlanmıştır. Tasarımın ekonomik olması açısından basınçlı gaz olarak hava tercih edilmiştir. Tasarımda, ilk olarak RCA’nın iki metre altında konumlandırılmış iki adet fan çevre havasını basınçlandırarak akışkan yatak içerisine üflenmektedir. Daha sonra RCA’dan ayrılan cüruf damlacıkları fandan üflenen hava sayesinde katılaşmakta ve taşınım ve ışınlama ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Böylece cürufun atık ısısının belirli bir kısmı havaya transfer edilmektedir.

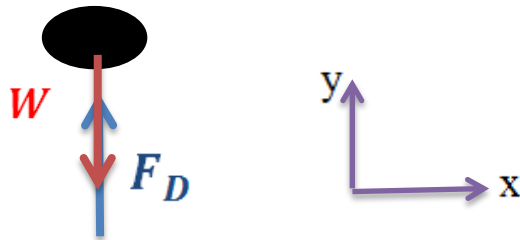


Şekil 3.14 Tasarlanan akışkan yatak

Son olarak sıcak hava bir filtreden geçirilerek tahliye edilirken, ısısının bir kısmı alınmış olan cüruf partikülleri de akışkan yatak içerisinde deşarj edilmektedir. Bu deşarj operasyonunu sağlamak için cüruf partiküllerinin ağırlığı ile fandan üflenen havanın cüruf üzerinde oluşturduğu sürtünme kuvveti arasında bir net kuvvet farkının meydana getirilmesi gerekmektedir. Buna ek olarak, akışkan yatak içerisindeki ısı taşınım katsayısı hesaplanmalı ve buna bağlı olarak 6 ton/s kapasiteli cüruf akışı için toplam ısı transfer hızı hesaplanmalıdır. Ayrıca, sıcak hava tahliye hattındaki havanın çıkış sıcaklığı elde edilmelidir.

Akışkan yatak tasarımı için hesaplamalar

Akışkan yatak içerisinde cüruf partikülleri üzerinde fandan gelen havanın neden olduğu bir sürtünme kuvveti ve cürufların kendi ağırlığının etkisi söz konusudur. Şekil 3.15 ile temsil edilen küresel şekilli bir cüruf partikülü göz önüne alınırsa düşey doğrultuda bu partikülün hareket denklemi Eşitlik 3.18 ile ifade edilmiştir.



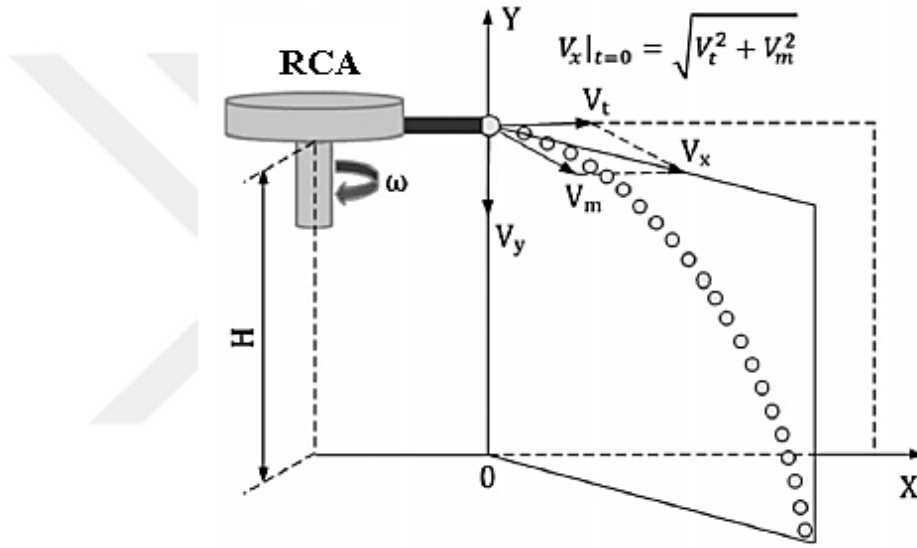
Şekil 3.15 Akışkan yatak içerisinde cüruf partikülüne etki eden kuvvetler

$$\sum F_y = W - F_D = m \times a \quad (3.18)$$

$$W = mg = \rho Vg = \rho \frac{4}{3} \pi r^3 g \rightarrow W = 5.793 \times 10^{-4} N \quad (3.19)$$

$$F_D = C_D A_s \rho \frac{v^2}{2} \quad \text{ve} \quad A_s = 4\pi r^2 = 3.525 \times 10^{-5} m^2 \quad (3.20)$$

Sürtünme kuvveti (F_D)'nin hesaplanabilmesi için akışkan hızı ve sürtünme direncine değerlerine ihtiyaç duyulmaktadır. RCA'da sıvı ayrışımı gerçekleşen cürufun hız bileşenleri Şekil 3.16'da gösterilmiştir.



Şekil 3.16 Granülasyon işlemi sonucunda cürufta meydana gelen hız bileşenleri [18]

Cürufun teğetsel ve radyal hız bileşenlerini bulabilmek adına Qin ve arkadaşları tarafından türetilen aşağıdaki bağıntılardan faydalanılmıştır [18].

$$V_t = \frac{\omega D}{2} \quad (3.21)$$

$$V_m = \sqrt[3]{\frac{\rho_d \omega^2 Q^2}{6\pi^2 D \mu_d}} \quad (3.22)$$

Bu denklemde, V_t (m/s) teğetsel hızı, V_m (m/s) radyal hızı, ω (dev/dak) granülatörün açısal hızını ve D (m) granülatör çapını, ρ_d (kg/m^3) cüruf yoğunluğunu, Q (m^3/s) cürufun hacimsel debisini, μ_d (Pas) Cüruf damlacığının dinamik viskozitesini temsil etmektedir. Cürufa ait ilgili parametelerin değerleri Çizelge 3.4 ile verilmiştir.

Çizelge 3.4 Granülatör ve cürufa ait parametreler

ω (dev/dak)	D (m)	ρ_d (kg/m^3)	Q (m^3/s)	μ_d (Pas)
1200	0.4	3000	5.57×10^{-4}	0.7

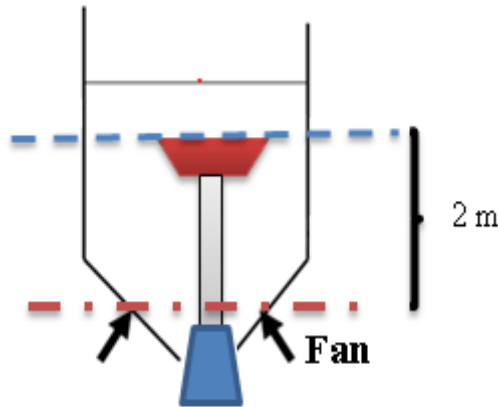
Bu değerler Eşitlik 3.21 ve Eşitlik.3.22’de yerine yazılırsa V_t ve V_m sırasıyla 25.134 m/s ve 0.542 m/s olarak hesaplanmıştır. V_x hızı ise Eşitlik 3.23 kullanılarak 25.14 m/s olarak elde edilmiştir. Ortalama 3 saniye katılma süresi için ise V_t ve V_m değerleri kullanılarak akışkan yatağın genişliği yaklaşık 3 metre olarak hesaplanmıştır.

$$V_x = \sqrt{V_t^2 + V_m^2} \quad (3.23)$$

Yapılan hesaplamalar sonucunda bileşke hızın teğetsel hıza çok yakın olduğu görülmüştür. Bunun sebebinin sıvı ayrışmasının döner kabın tam köşelerinde gerçekleşiyor olmasıdır. Bu durumda radyal hız rahatlıkla ihmal edilebilir ve döner kap çıkışında cüruf damlacığının düşey hızının başlangıç değerinin sıfır olduğu kabulü yapılabilir. Bu durumun sonucu olarak cüruf damlacıklarının RCA üzerinden direkt olarak yatay bir şekilde akışkan yatak içerisine atıldığı söylenebilir.

Akışkan yatak tasarımı cüruf partiküllerinin fan seviyesine inme süresi 7 saniye olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. RCA ile fanlar arasındaki düşey mesafe ise 2 metredir. Partikül bu mesafeyi belirli bir ivme ile kat edecektir ve bu ivme değeri Eşitlik 3.24 kullanılarak hesaplanabilir.

$$X = V_o t \pm \frac{1}{2} a t^2 \quad (3.24)$$



Şekil 3.17 Akışkan yatak içerisinde RCA ve fanlar arasındaki yükseklik

Cüruf partikülünün düşeyde ilk hızı sıfır kabul edilebileceği için, Eşitlik 3.24, Eşitlik 3.25'e dönüşür.

$$X = \frac{1}{2} at^2 \quad (3.25)$$

Eşitlik 3.25'den ivme değeri 0.082 m/s^2 olarak elde edilir. İvme değeri kullanılarak bir cüruf partikülüne etkiyen net kuvvet (F_{net}) $4.838 \times 10^{-6} \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır.

$$F_{net} = F_y = ma \Rightarrow F_{net} = \rho_d V_d a = 4.838 \times 10^{-6} \text{ N} \quad (3.26)$$

Hesaplanan F_{net} değeri Eşitlik 3.18'de yerine yazılırsa, sürtünme kuvveti (F_D) $5.744 \times 10^{-4} \text{ N}$ olarak bulunur ve bu değer Eşitlik 3.28'deki gibi tanımlanır.

$$F_{net} = W - F_D \Rightarrow F_D = W - F_{net} = 5.793 \times 10^{-4} - 4.838 \times 10^{-6} = 5.744 \times 10^{-4} \text{ N} \quad (3.27)$$

$$F_D = C_D A_s \rho \frac{v^2}{2} = 5.744 \times 10^{-4} \text{ N} \quad (3.28)$$

Fanlardan gelen havanın bileşke hızını bulabilmek için sürtünme direnci C_D 'ye ihtiyaç duyulmaktadır. Laminer dış akışta ($Re \leq 2 \times 10^5$) küre için C_D değeri 0.5 alınabilmektedir [20]. Sürtünme direnci 0.5 alınmış ve bu değer Eşitlik 3.28'de yerine yazılarak, Eşitlik 3.29 elde edilmiştir.

$$F_D = C_D A_s \rho \frac{v^2}{2} \Rightarrow 5.744 \times 10^{-4} \text{ N} = 0.5 \pi \frac{(3.35 \times 10^{-3})^2}{4} \frac{(v)^2}{2} \quad (3.29)$$

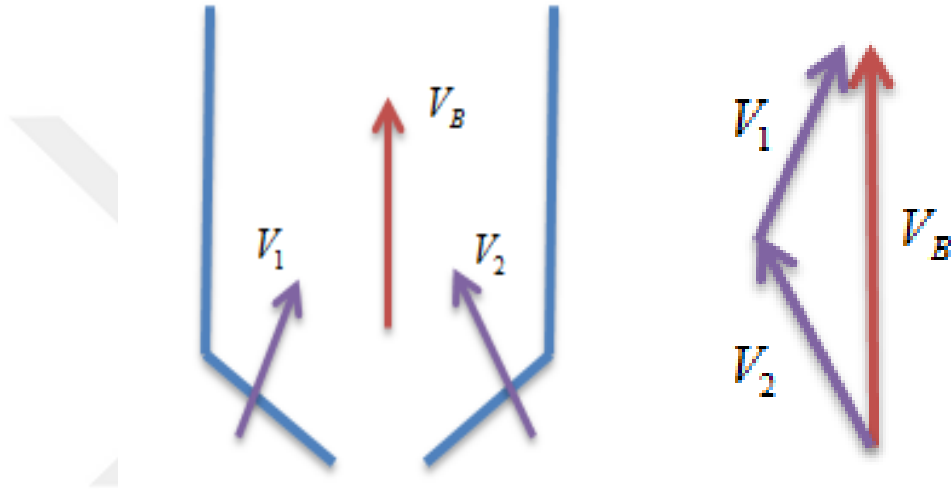
Eşitlik 3.29 kullanılarak fanlardan gelen hava hızının bileşke değeri **16.145** m/s olarak hesaplanmıştır. Sürtünme katsayısı C_D 'nin sağlaması Tablo 3.5 ile verilen 1 atm basınç ve 25°C 'deki havanın özellikleri ile Eşitlik 3.30 kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bileşke hız değeri için Re sayısı 3463 olarak hesaplanmış ve bu değer $Re \cong 3463 < 2 \times 10^5$ olduğundan sürtünme direnci (C_D) değerinin doğru olarak seçildiği sonucuna varılmıştır.

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (3.30)$$

Çizelge 3.5 1 atm basınç ve 25°C’de havanın özellikleri

ρ_d (kg / m^3)	d (m)	μ (kg / ms)
1.184	3.35×10^{-3}	1.849×10^{-5}

$V_B = 16.145$ m/s ve fanlar yatay ile 45° açı yapacak şekilde konumlandırıldığından her bir fan kanalının çıkışındaki hava hızı Eşitlik 3.31 kullanılarak hesaplanır.



Şekil 3.18 Akışkan yatak içerisinde fanların hız bileşenleri

$$V_1 = V_2 = \frac{V_B}{\sqrt{2}} \Rightarrow V_1 = V_2 = 11.416 \text{ m/s} \quad (3.31)$$

Fan kanalının çapı 0.35 m olarak seçilmiş ve bir fan kanalı için hava debisi Eşitlik 3.32 kullanılarak 1.3 kg/s olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{m} = \rho AV = 1.184 \times \pi \left(\frac{0.35^2}{4} \right) \times 11.416 \cong 1.3 \text{ kg/s} \quad (3.32)$$

Akışkan yatak içerisinde iki adet fan olduğundan birinci çevrime verilen toplam hava debisi **2.6** kg/s olacaktır.

Akışkan yatak için ısı transferi hesabının yapılması:

Bir cüruf damlacığı için enerjinin korunumu kanunu aşağıdaki verilen Eşitlik 3.33 ile ifade edilmektedir [18].

$$-hA_d(T_1 - T_0) - A_d \varepsilon \sigma (T^4 - T_0^4) = V_d \rho_d c_p \frac{dT}{dt} \quad (3.33)$$

Bu denklemde h (W/m^2K) cüruf damlacığı ile hava arasındaki ısı taşınım katsayısını, A_d (m^2) cüruf yüzey alanını, T_1 ($^{\circ}C$) cüruf sıcaklığını, T_0 ($^{\circ}C$) ortam sıcaklığını, ε neşretme katsayısını, σ (W/m^2K^4) Stefan-Boltzmann sabitini, V_d (m^3) cüruf hacmini, ρ_d (kg/m^3) cüruf yoğunluğunu, c_p (J/kgK)⁻¹ cüruf özgül ısısını temsil etmektedir. İlgili değerler Çizelge 3.6'da sunulmuştur.

Çizelge 3.6 Hesaplamalar için gerekli parametreler ve değerleri

Parametre	Değeri
Cüruf yoğunluğu (ρ_d)	3000 kg/m^3
Cürufun dinamik viskozitesi (μ_d)	0.7 Pas
Havanın yoğunluğu (ρ_g)	1.184 kg/m^3
Havanın dinamik viskozitesi (μ_g)	1.849 $\times 10^{-5}$ kg/ms
Cürufun özgül ısısı (c_p)	1200 J/kgK ⁻¹
Cürufun damlacığının ilk sıcaklığı (T_1)	1450 $^{\circ}C$
Havanın ilk sıcaklığı (T_0)	25 $^{\circ}C$
Havanın ısı iletim katsayısı (K_g)	0.02551 W/mK ⁻¹
Havanın özgül ısısı (c_g)	1007 J/kgK ⁻¹
Havanın 25 $^{\circ}C$ 'deki Prandtl sayısı	0.7296

Akışkan yatak cidarları ile akışkan yatak içerisinde çok büyük miktarda bir sıcaklık farkı meydana gelmeyeceğinden ötürü Eşitlik 3.33'de ışınlam ile ısı transferi ihmal edilebilir. Son durumda yukarıdaki eşitlik Eşitlik 3.34'te gösterildiği şekilde dönüşür;

$$-hA_d (T - T_0) = V_d \rho_d c_p \frac{dT}{dt} \quad (3.34)$$

Eşitlik 3.34 ile verilen diferansiyel denklem çözülerek Eşitlik 3.35 elde edilmiştir.

$$-dt = \frac{V_d \rho_d c_p}{hA_d} \frac{dT}{(T - T_0)} \Rightarrow -\int_{t_1}^{t_2} dt = \frac{V_d \rho_d c_p}{hA_d} \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{(T - T_0)}$$

$$-(t_2 - t_1) = \frac{V_d \rho_d c_p}{hA_d} \ln \left| \frac{T_2 - T_0}{T_1 - T_0} \right|$$

$$-\Delta t = \frac{V_d \rho_d c_p}{hA_d} \ln \left| \frac{T_2 - T_0}{T_1 - T_0} \right| \quad (3.35)$$

Eşitlik 3.35 kullanılarak katı cüruf partiküllerinin 7 saniye sonraki sıcaklığını bulabilmek için ısı taşınım katsayısına ihtiyaç duyulmaktadır. Isı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için Qin ve ark. tarafından türetilen Eşitlik 3.36 kullanılmıştır [18].

$$h = \frac{K_g}{d} \left(2 + 0.6 \sqrt{\text{Re}} \sqrt[3]{\text{Pr}} \right) \quad (3.36)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho_g u d}{\mu_g} \quad (3.37)$$

$$\text{Pr} = \frac{C_g \mu_g}{K_g} \quad (3.38)$$

Reynolds ve Prandtl sayıları Çizelge 3.6'da verilen değerler kullanılarak hesaplanmış ve Eşitli 3.36'da yerine yazılarak bir cüruf partikülü ile hava arasındaki ısı taşınım katsayısı $h \cong 257.28 \text{ W / m}^2\text{C}$ olarak bulunmuştur. Hesaplanan ısı taşınım katsayısı değeri Eşitlik 3.35'te yerine yazılarak Eşitlik 3.39 elde edilmiştir.

$$-\Delta t = \frac{V_d \rho_d c_p}{hA_d} \ln \left| \frac{T_2 - T_0}{T_1 - T_0} \right| \Rightarrow -\Delta t = 7.8 \ln \left| \frac{T_2 - 25}{1450 - 25} \right| \Rightarrow e^{-\Delta t / 7.8} = \frac{T_2 - 25}{1450 - 25} \quad (3.39)$$

Eşitlik.39'da Δt yerine cüruf partiküllerinin fan seviyesine inme süresi olan **7** saniye değeri yazılarak, cürufun partiküllerinin 7 saniye sonundaki sıcaklık değerini ifade eden T_2 değeri **606** °C olarak hesaplanmıştır. Bu değer yorumlandığında; cüruf partiküllerinin akışkan yataktan 606 °C sıcaklıkta tahliye edildiği söylenebilir.

$t = 0$ 'dan t anına kadar olan zaman aralığında cisim ile çevre ortam arasındaki ısı transferinin toplam miktarı, cismin enerji içeriğindeki değişimdir ve Eşitlik 3.40 ile temsil edilir [21].

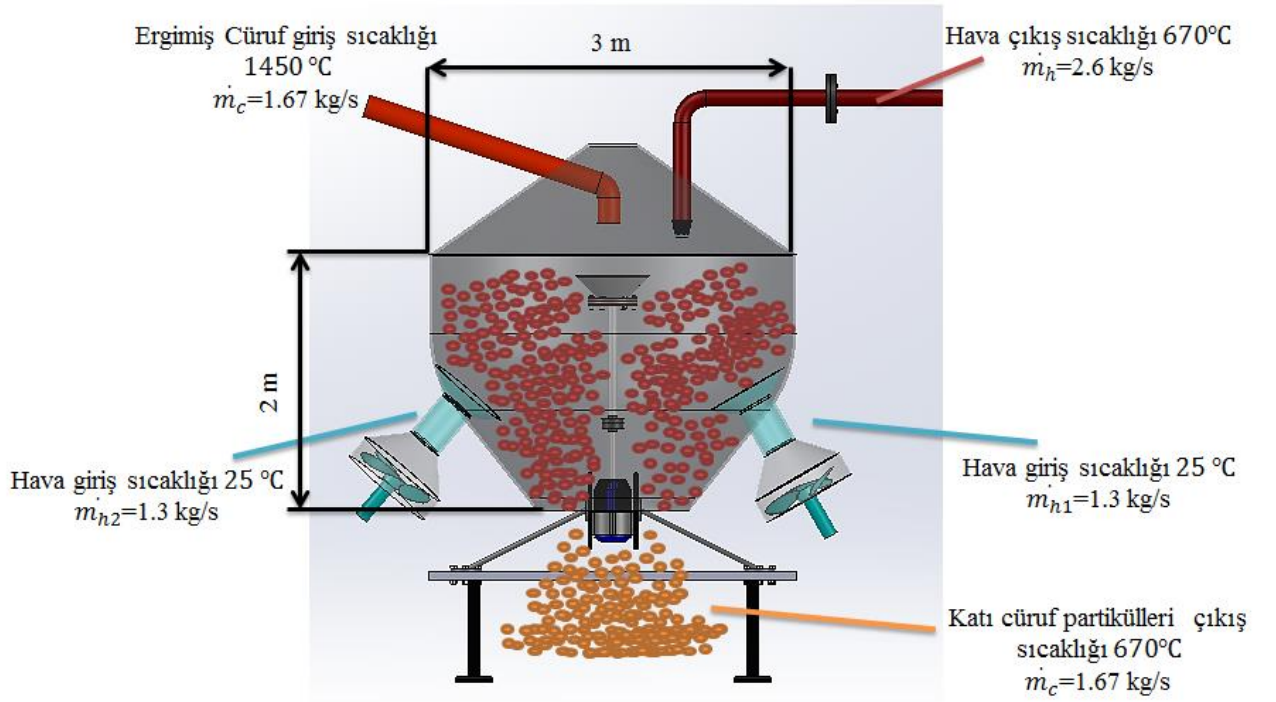
$$Q = \dot{m} c_p (T_\infty - T_i) \quad (\text{kW}) \quad (3.40)$$

6 ton/s ergimiş cüruf kapasitesi için $\dot{m} = 1.67 \text{ kg/s}$ olan cüruf debisi Eşitlik 3.40'da yerine yazılmış ve akışkan yatak içerisindeki ısı transferinin toplam miktarı 1.691 MW olarak elde edilmiştir.

$$Q = 1.67 \times 1200 \times (1450 - 606) = 1.691 \text{ MW} \quad (3.41)$$

Hesaplanan ısı transferi miktarı aynı zamanda akışkan yatağa verilen havanın enerji içeriğindeki değişime eşit olacaktır. Buradan havanın tahliye sıcaklığı (T_{h1}) Eşitlik 3.42 kullanılarak 670°C olarak hesaplanmıştır.

$$Q = 1691 \text{ kW} = \dot{m}_h c_p (T_{h1} - T_0) \Rightarrow T_{h1} = \frac{1691}{2.6 \times 1.007} + T_0 \cong 670^\circ\text{C} \quad (3.42)$$



Şekil 3.19 Tasarlanan akışkan yatak ve önemli parametreleri

3.1.3 Kızdırıcı tasarımı

Birinci çevrimde (Rankine çevrimi) kızdırıcı AIK'dan doymuş buhar fazında çıkan akışkanı kızdırarak türbine kızgın buhar fazında gönderme görevini üstlenmektedir. Çevrimdeki tüm bileşenlerin tasarımı aşağıda verilen kabuller altında gerçekleştirilmiştir.

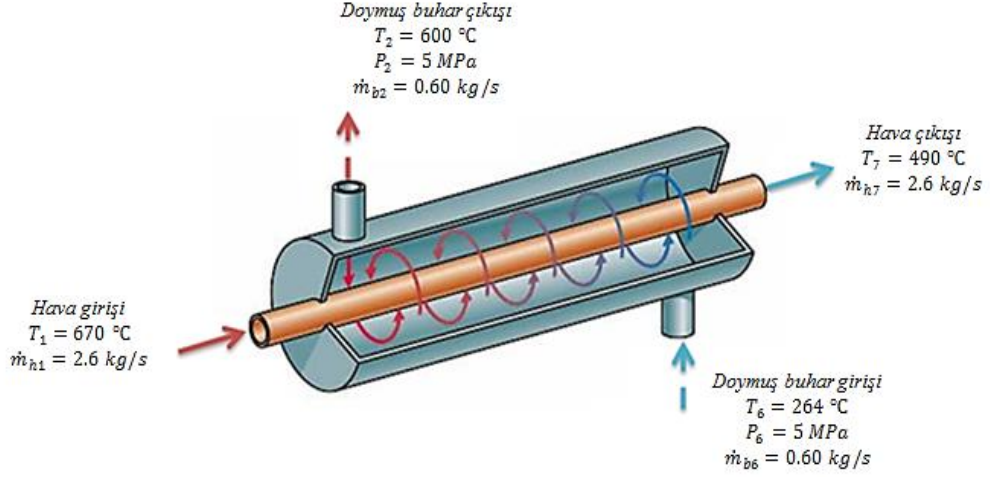
- Çevrim sürekli ve kararlıdır.
- Isı değıştircilerdeki basınç düşümü ihmal edilmiştir.
- Çevre sıcaklığı 25°C'dir.
- Akışkan sıkıştırılmazdır.
- Hesaplamalar için gerekli parametreler ortalama sıcaklıklar kullanılarak elde edilmiştir.

Akışkan kızdırıcıya 5 MPa basınçta 264°C sıcaklıkta doymuş buhar olarak girmektedir ve kızdırıcıdan 5 MPa basınçta ve 600°C sıcaklıkta kızgın buhar olarak çıkmaktadır.



Şekil 3.20 Ticari bir kızdırıcı örneği [22]

Yapılan kabuller altında kızdırıcı tek geçişli, tek gövdeli çapraz akışlı gövde borulu ısı eşanjörü olarak tasarlanmıştır. Gövde borulu kızdırıcıda gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısını artırmak adına kesme değeri 25% olan şaşırtma levhaları (Baffle) kullanılmıştır. Tasarlanan kızdırıcıya ait gövde ve boru tarafındaki akışkanların giriş ve çıkış şartları Şekil 3.21'de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.21 Kızdırıcı giriş ve çıkış şartları

Isıl kapasitenin hesabı:

Boru tarafındaki toplam ısı transferi miktarı Eşitlik 3.44 ile 521.8 kW olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{17} = \dot{m} c_p (T_2 - T_7) \quad (3.43)$$

$$\dot{Q}_{17} = 2.6 \times 1115 \times (670 - 490) \cong 521.8 \text{ kW} \quad (3.44)$$

Bu değer gövde tarafındaki ısı transferi değerine eşit olacaktır. Eşitlik 3.45 kullanılarak gövde tarafındaki su buharı debisi 0.60 kg/s olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{17} = \dot{m}_{b6} (h_2 - h_1) \Rightarrow 571.8 \times 10^3 = \dot{m}_{b6} (3667 - 2794.2) \quad (3.45)$$

$$\dot{m}_{b6} = \dot{m}_{b2} = \dot{m}_{b3} = \dot{m}_{b4} = \dot{m}_{b5} = 0.6 \text{ kg/s} \quad (3.46)$$

Logaritmik sıcaklık faktörünün hesaplanması:

Logaritmik sıcaklık faktörü Eşitlik 3.47 ve Eşitlik 3.48 kullanılarak ve düzeltme faktörü değeri (F) 0.95 kabul edilerek $\Delta T_{lm} = 125^\circ\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

$$\Delta T_1 = 670 - 600 = 70^\circ\text{C} \quad \text{ve} \quad \Delta T_2 = 490 - 264 = 226^\circ\text{C} \quad (3.47)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \times F \cong 125^\circ\text{C} \quad (3.48)$$

Boru uzunluğunun seçilmesi:

Kızdırıcı tasarımı için üçgen dizilişe sahip, tek geçişli boru iç çap ve dış çap değerleri $d_0 / d_i = 25\text{mm} / 19\text{mm}$ olan, boru eksenleri arasındaki uzaklık $1.25 d_0 \cong 32\text{ mm}$ olacak şekilde 349 adet boruya sahip eşanjör DIN standardından seçilmiştir. Standarda göre ilgili eşanjöre ait gövde anma çapı 700 mm'dir [23].

Boru uzunluğunu hesaplamak adına ilk hesaplama için toplam ısı transfer katsayısı(U) değeri $80\text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ olarak seçilmiştir. Eşitlik 3.49 kullanılarak boruların toplam yüzey alanı 52.18 m^2 hesaplanmıştır ve bu değer Eşitlik 3.50'de kullanılarak boru boyu 1.90 metre olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \Rightarrow 521.8 \times 10^3 = 80 \times A \times 125 \Rightarrow A = 52.18\text{ m}^2 \quad (3.49)$$

$$A = \pi n d_0 L \Rightarrow 52.18 = \pi \times 349 \times (25 \times 10^{-3}) \times L \Rightarrow L = 1.90\text{ m} \quad (3.50)$$

Boru tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Bir borudan geçen hava debisi Eşitlik 3.51 ile hesaplanır. Bu eşitlikte \dot{m}_b (m/s) bir borudan geçen hava debisini, \dot{m}_h (m/s) toplam hava debisini, n boru sayısını, N ise boru geçiş sayısını temsil etmektedir. Bir borudan geçen havanın hızı ise Eşitlik 3.52 kullanılarak 65 m/s olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{m}_b \times n}{N} \Rightarrow \dot{m}_b = \frac{2.6}{349} = 7.45 \times 10^{-3}\text{ kg/s} \quad (3.51)$$

$$\dot{m}_b = \rho A u \quad (3.52)$$

Bir boru içerisinden geçen havanın hızı hesaplandıktan sonra Reynolds değeri Eşitlik 3.53 kullanılarak hesaplanabilir. Bu eşitlikte u (m/s) bir borudan geçen hava debisini, d_i (m) boru iç çapını ve ν (m^2 / s) kinematik viskoziteyi temsil etmektedir.

$$\text{Re} = \frac{u d_i}{\nu} \Rightarrow \frac{65 \times 19 \times 10^{-3}}{9,515 \times 10^{-5}} \cong 12980 \quad (3.53)$$

Reynolds değeri boru içi akışta kritik değer olan 2300'den daha büyük bir değer olarak hesaplandığından boru içerisindeki akış türbülanslı bir akıştır.

Reynolds sayısı hesaplandıktan sonra boru içerisindeki ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için Eşitlik 3.54 ile verilen Petukhov-Kirillov korelasyonu kullanılmıştır [24]. Petukhov-Kirillov korelasyonu kullanılarak Nusselt sayısı (Nu) 36.65 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan Nusselt sayısı Eşitlik 3.56'da kullanılarak boru tarafındaki ısı taşınım katsayısı $117.5 \text{ W / m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak elde edilmiştir.

$$Nu = \frac{(f / 2) \times Re \times Pr}{1.07 + 12.7(f / 2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.54)$$

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (3.55)$$

$$Nu = \frac{hd_i}{k} \Rightarrow 36.65 = \frac{h \times 19 \times 10^{-3}}{0.06093} \Rightarrow h \cong 117.5 \text{ W / m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.56)$$

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısını hesaplamak için Kern yönteminden faydalanılmıştır [25]. Kern yöntemi kullanılarak eşdeğer çap (d_e) değeri Eşitlik 3.57 yardımıyla 19.8 mm olarak hesaplanmıştır. Bu eşitlikte d_0 (mm) boru iç çapını, d_e (mm) eşdeğer çapı ve P_i (mm) boru eksenleri arasındaki uzaklığı temsil etmektedir.

$$d_e = \frac{1.10}{d_0} (P_i^2 - 0.917 d_o^2) \quad (3.57)$$

Eşdeğer çap hesaplandıktan gövde tarafındaki serbest geçiş alanı (A_s) Eşitlik 3.58 yardımıyla hesaplanmıştır. Bu eşitlikte A_s (m^2) serbest geçiş alanını, e (mm) şaşırtma levhaları arasındaki uzaklığı ve D_g (mm) kızdırıcı eşdeğer çapını temsil etmektedir.

$$A_s = \frac{(t_1 - d_0) e D_g}{t_1} = \frac{(32 - 25) \times 280 \times 700}{32} \times 10^{-6} \Rightarrow A_s = 0.043 m^2 \quad (3.58)$$

Serbest geçiş alanı hesaplandıktan sonra gövde tarafındaki buhar hızı ve Reynolds sayısı değerleri sırasıyla 0.6 m/s ve 15747 olarak elde edilmiştir.

$$u_2 = \frac{\dot{m}}{\rho A_s} \Rightarrow u_2 = \frac{0.6}{23.7 \times 0.043} \cong 0.6 \text{ kg/s} \quad (3.59)$$

$$\text{Re} = \frac{ud_e \rho}{\mu} \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.6 \times (19.8 \times 10^{-3}) \times 23.7}{1.78 \times 10^{-5}} \cong 15747 \quad (3.60)$$

Son olarak hesaplanan değerler Eşitlik 3.60 ile ifade edilen Kern korelasyonunda yerine yazılarak boyutsuz Nusselt sayısı 111.43 olarak bulunmuştur. Eşitlik 3.60 ile verilen denklemde, $h_g (W / m^2 C)$ gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısını, Pr Prandtl sayısını, $k (W / m C)$ gövde tarafındaki akışkanın ısı iletim katsayısını, $j_{h,k}$ boyutsuz ısı çarpanı, $\mu (Pas)$ ortalama akışkan sıcaklığında gövde tarafındaki dinamik viskoziteyi $\mu_0 (Pas)$ cidar sıcaklığında gövde tarafındaki dinamik viskoziteyi temsil etmektedir. Hesaplanan Nusselt sayısı kullanılarak gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı (h_g) $304 W / m^2 C$ olarak hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{h_g d_e}{k} = j_{h,k} \text{Re Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0.4} \cong 111.43 \Rightarrow h_g = 304 W / m^2 C \quad (3.61)$$

Toplam ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Boruların iç ve dış tarafındaki kirlilik faktörü $R_f = 2 \times 10^{-4} m^2 C / W$ alınmış ve çelik için ısı iletim katsayısı $k = 54 W / m C$ alınarak toplam ısı taşınım katsayısı Eşitlik 3.62 kullanılarak $U_t = 67.5 W / m^2 C$ olarak hesaplanmıştır.

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{117.5} \frac{25}{19} + 2 \times 10^{-4} \times \frac{25}{19} + \frac{\ln \left| \frac{25}{19} \right|}{2\pi L(54)} \times \pi L(25 \times 10^{-3}) + \frac{1}{304}} \cong 67.5 W / m^2 C \quad (3.62)$$

Hesaplanan U_t değeri ile başlangıçta kabul edilen U değerleri uyumsuzluk göstermektedir. Bu sebepten ötürü boru uzunluğu hesaplaması U_t değerine göre revize edilmelidir.

Sonuçların revize edilmesi:

Boru uzunluğu değeri U_t değeri ile Eşitlik 3.63 ve 3.64 kullanılarak 2.26 metre olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = U_t A \Delta T_{lm} \Rightarrow 521.8 \times 10^3 = 67.5 \times A \times 125 \Rightarrow A = 61.85 m^2 \quad (3.63)$$

$$A = \pi d_o L n \Rightarrow 61.85 = \pi \times (25 \times 10^{-3}) \times L \times 349 \Rightarrow L = 2.26 \text{ m} \quad (3.64)$$

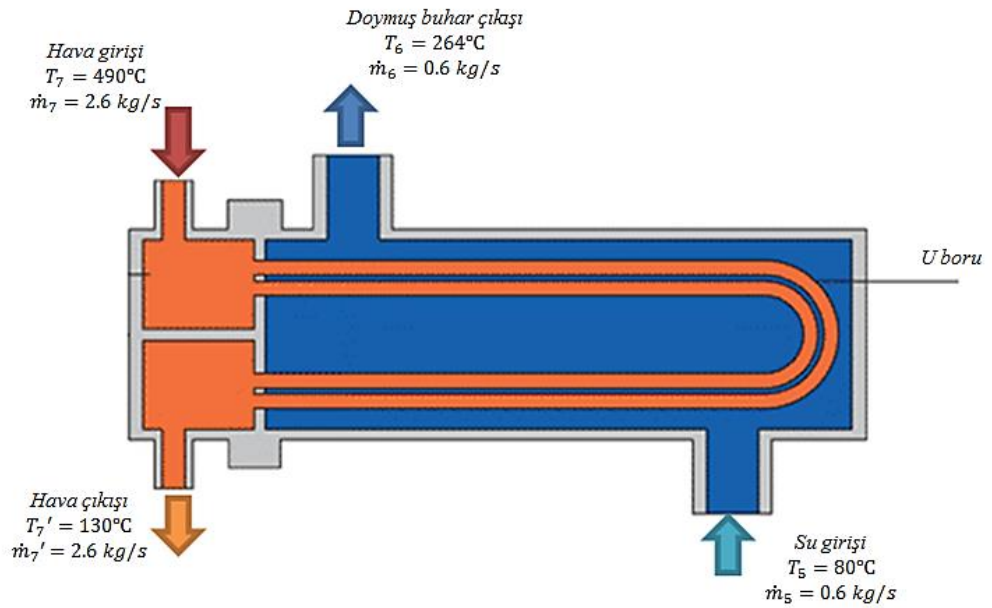
Tasarlanan kızdırıcıya ait tasarım parametreleri ve değerleri Çizelge 3.7’de gösterildiği gibi elde edilmiştir.

Çizelge 3.7 Tasarlanan kızdırıcıya ait özellikler

Eşanjör tipi	Boru diziliş tipi	Boru sayısı (adet)	Boru iç çapı (mm)	Boru dış çapı (mm)	Eşdeğer Çap(mm)	Boru boyu (mm)
Gövde borulu	Üçgen diziliş	349	19	25	700	2260
Tek geçişli						
Çapraz akışlı						

3.1.4 Atık ısı kazanı (AIK) tasarımı

Tasarlanan sistemde kızdırıcıdan çıkan sıcak hava AIK’da suyu doymuş buhar fazına getirmek için kullanılmaktadır. AIK üçgen dizilişe sahip, iki geçişli, tek gövdeli, u borulu ve çapraz akışa sahip gövde borulu ısı eşanjörü olarak tasarlanmıştır. Akışkanların AIK’ya giriş ve çıkış şartları Şekil 3.22’de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.22 Atık ısı kazanı giriş ve çıkış şartları

Atık ısı kazanının boyutlandırılması

Isıl kapasitenin hesabı:

Boru tarafındaki toplam ısı transferi miktarı Eşitlik 3.65 kullanılarak 979 kW olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{77'} = \dot{m} c_p (T_7 - T_{7'}) \Rightarrow \dot{Q}_{77'} = 2.6 \times 1046 \times (490 - 130) \cong 979 \text{ kW} \quad (3.65)$$

Hesaplanan ısı kapasite gövde tarafındaki ısı kapasiteye eşit olacaktır. Gövde tarafındaki su debisi Eşitlik 3.66 kullanılarak 0.60 kg/s olarak hesaplanmıştır. Bu değer kızdırıcıya giren doymuş buhar debisine eşittir ve buradan yapılan hesaplamaların doğruluğu teyit edilebilir.

$$\dot{Q}_{77'} = \dot{m}_{su} h_{fg} \Rightarrow 979 = \dot{m}_{su} \times 1639.7 \cong 0.6 \text{ kg/s} \quad (3.66)$$

Logaritmik sıcaklık faktörünün hesaplanması:

Logaritmik sıcaklık faktörü Eşitlik 3.67 kullanılarak ve düzeltme faktörü değeri (F) 0.95 kabul edilerek $\Delta T_{lm} = 112^\circ\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

$$\Delta T_1 = 490 - 264 = 226^\circ\text{C} \quad \text{ve} \quad \Delta T_2 = 130 - 80 = 50^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \times F \cong 112^\circ\text{C} \quad (3.67)$$

Boru uzunluğunun seçilmesi:

Kızdırıcı tasarımı için iki geçişli U boru seçimi yapılmıştır. DIN standartlarından başlangıç hesabı için eşdeğer gövde çapı (D_g) 1000 mm ve boru sayısı 776 adet olarak seçilmiştir. Borulara ait iç çap ve dış çap değerleri ise $d_o / d_i = 25\text{mm} / 19\text{mm}$ alınmıştır. Boru uzunluğunu hesaplamak adına ilk hesaplama için toplam ısı transfer katsayısı (U) değeri $60 \text{ W} / \text{m}^2\text{°C}$ olarak seçilmiştir. AIK'da doymuş buhar üretme operasyonu gövdenin 25%'lik kısmında gerçekleştirilmektedir. Diğer bir ifade ile, borular gövdenin 75%'lik kısmında yer alacaktır. Buradan boru sayısı Eşitlik 3.68 ile revize edilerek 582 adet olarak yeniden hesaplanmıştır.

$$n = 0.75 \times 776 \Rightarrow n = 582 \text{ adet} \quad (3.68)$$

Boruların toplam yüzey alanı Eşitlik 3.69 kullanılarak 145.7 m^2 hesaplanmıştır. Hesaplanan alan değeri Eşitlik 3.70'te kullanılarak boru uzunlukları 3.2 metre olarak elde edilmiştir.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \Rightarrow 979 \times 10^3 = 60 \times A \times 112 \Rightarrow A = 145.7 \text{ m}^2 \quad (3.69)$$

$$A = \pi n d_o L \Rightarrow 52.18 = \pi \times 582 \times (25 \times 10^{-3}) L \Rightarrow L = 3.20 \text{ m} \quad (3.70)$$

Boru tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Bir borudan geçen hava debisi Eşitlik 3.71 kullanılarak $8.94 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ olarak hesaplanmıştır. Eşitlik 3.72 kullanılarak bir borudan geçen hava hızı ise yaklaşık 52.22 m/s olarak elde edilmiştir.

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{m}_b \times n}{N} \Rightarrow \dot{m}_b = 8.94 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \quad (3.71)$$

$$\dot{m}_b = \rho A u \quad (3.72)$$

Reynolds değeri Eşitlik 3.73 kullanılarak hesaplanabilir. Bu eşitlikte $u(\text{m/s})$ bir borudan geçen hava debisini, $d_i(\text{m})$ boru iç çapını ve $\nu(\text{m}^2/\text{s})$ kinematik viskoziteyi temsil etmektedir.

$$\text{Re} = \frac{u d_i}{\nu} \Rightarrow \frac{65 \times 19 \times 10^{-3}}{9,515 \times 10^{-5}} \cong 12980 \quad (3.73)$$

Hesaplanan hız değeri için Reynolds sayısı 20220 olarak elde edilmiştir. Eşitlik 3.74 ile ifade edilen Petukhov-Kirillov korelasyonu kullanılarak Nusselt sayısı (Nu) yaklaşık 50 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan Nu sayısı Eşitlik 3.76'da yerine yazılarak boru tarafındaki ısı taşınım katsayısı $118 \text{ W/m}^2\text{°C}$ olarak hesaplanmıştır.

$$\text{Nu} = \frac{(f/2) \times \text{Re} \times \text{Pr}}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (3.74)$$

$$f = (1.58 \ln \text{Re} - 3.28)^{-2} \quad (3.75)$$

$$\text{Nu} = \frac{h d_i}{k} \Rightarrow 50 = \frac{h \times 19 \times 10^{-3}}{0.0448} \Rightarrow h \cong 118 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (3.76)$$

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısını hesaplamak için eşdeğer çap (d_e) değeri Eşitlik 3.77 ile 19.8 mm olarak hesaplanmıştır.

$$d_e = \frac{1.10}{d_0} (P_t^2 - 0.917d_0^2) \quad (3.77)$$

Eşdeğer çap hesaplandıktan gövde tarafındaki serbest geçiş alanı (A_s) Eşitlik 3.78 yardımıyla hesaplanmıştır. AIK tasarımında şaşırtma levhası kullanılmamıştır bu sebepten ötürü Eşitlik 3.78'de e yerine boru uzunluğu değeri yazılmıştır.

$$A_s = \frac{(t_1 - d_0)eD_g}{t_1} = \frac{(32 - 25) \times 3200 \times 1000}{32} \times 10^{-6} \Rightarrow A_s = 0.7 m^2 \quad (3.78)$$

Serbest geçiş alanı hesaplandıktan sonra gövde tarafındaki su hızı ve Reynolds sayısı değerleri sırasıyla 0.001 m/s ve 955 olarak hesaplanmıştır.

$$u_2 = \frac{\dot{m}}{\rho A_s} \Rightarrow u_2 = \frac{0.6}{783.7 \times 0.8} \cong 0.001 \text{ m/s} \quad (3.79)$$

$$Re = \frac{ud_e \rho}{\mu} \Rightarrow Re = \frac{0.001 \times (19.8 \times 10^{-3}) \times 783.7}{1.78 \times 10^{-5}} \cong 955 \quad (3.80)$$

Gövde tarafındaki su hızı ve Reynolds sayısı oldukça küçük çıkmıştır. Bu durumda gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı uzun bir silindir etrafında doğal taşınım için Churchill-Chu tarafından önerilen korelasyon kullanılarak hesaplanabilir [26]. Churchill-Chu korelasyonunun uygulanabilmesi için Eşitlik 3.81 ile ifade edilen oranın bir değerinden çok büyük olup olmadığı kontrol edilir. Bu eşitlikte Gr boyutsuz Grashof sayısını, Re ise Reynolds sayısını temsil etmektedir. Grashof sayısı Eşitlik 3.82 kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu eşitlikte $g(m/s^2)$ yerçekimi ivmesini, $\beta (1/K)$ hacimsel genleşme katsayısını, $T_s (^\circ C)$ yüzey sıcaklığını, $T_\infty (^\circ C)$ ortam sıcaklığını, $d_e^3 (m)$ eşdeğer boru çapını, $\nu (m^2/s)$ kinematik viskoziteyi temsil etmektedir.

$$\frac{Gr}{Re^2} \gg 1 \quad (3.81)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)d_e^3}{\nu^2} \quad (3.82)$$

Eşitlik 3.82 kullanılarak Grashof sayısı yaklaşık olarak 2.55×10^{10} bulunmuştur. Bu değer Eşitlik 3.83'de yerine yazıldığında Grashof sayısı ile Reynolds sayısı arasındaki oran 27960 olarak bulunmuştur. Bu durumda gövdede doğal taşınım dominanttır ve gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısını hesaplamak için Churchill-Chu korelasyonu kullanılabilir.

$$\frac{Gr}{Re^2} \cong 27960 \gg 1 \quad (3.83)$$

Churchil-Chu korelasyonu ile Nusselt sayısı Eşitlik 3.84 ile gösterildiği gibi hesaplanmaktadır. Nusselt sayısını hesaplamak için öncelikle taşınımın etkinliğini belirleyen Rayleigh sayısının hesaplanması gerekmektedir. Rayleigh sayısı Eşitlik 3.85 kullanılarak 2.1216×10^{10} olarak hesaplanmıştır.

$$Nu = \left[\frac{0.825 + 0.387 \times Ra^{1/6}}{\left(1 + (0.492 / Pr)^{9/16}\right)^{8/27}} \right] \quad (3.84)$$

$$Ra = Gr.Pr \Rightarrow Ra = (2.55 \times 10^{10}) \times 0.832 \cong 2.1216 \times 10^{10} \quad (3.85)$$

Hesaplanan Rayleigh sayısı Eşitlik 3.84'de yerine yazılarak Nusselt sayısı 14.25 olarak hesaplanmıştır. Nusselt sayısı Eşitlik 3.86'da kullanılarak gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı $439 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{hd_i}{k} \Rightarrow 14.25 = \frac{h \times 19 \times 10^{-3}}{0.609} \Rightarrow h \cong 439 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.86)$$

Toplam ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Boruların iç ve dış tarafındaki kirlilik faktörü $R_f = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$ alınmış ve çelik için ısı iletim katsayısı $k = 54 \text{ W} / \text{m} \text{ } ^\circ\text{C}$ alınarak toplam ısı taşınım katsayısı Eşitlik 3.87 kullanılarak U_t değeri yaklaşık $72.67 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{118} \frac{25}{19} + 2 \times 10^{-4} \times \frac{25}{19} + \frac{\ln \left| \frac{25}{19} \right|}{2\pi L(54)} \times \pi L(25 \times 10^{-3}) + \frac{1}{439}} \cong 72.67 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.87)$$

Hesaplanan U_i değeri ile başlangıçta kabul edilen U değerleri arasında farklılık bulunmaktadır ve boru uzunluğu hesaplanan U_i değerine göre revize edilmelidir.

Sonuçların revize edilmesi:

Boru uzunlukları, U_i değeri Eşitlik 3.88’de yerine yazılarak boru alanı değeri yeniden hesaplanmıştır. Hesaplanan boru alanı değeri Eşitlik 3.89’da kullanılarak boru uzunluğu 2.64 metre olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = U_i A \Delta T_m \Rightarrow 979 \times 10^3 = 72.67 \times A \times 112 \Rightarrow A = 120.3 \text{ m}^2 \quad (3.88)$$

$$A = \pi d_0 L \Rightarrow 120.3 = \pi \times (25 \times 10^{-3}) \times L \times 582 \Rightarrow L = 2.64 \text{ m} \quad (3.89)$$

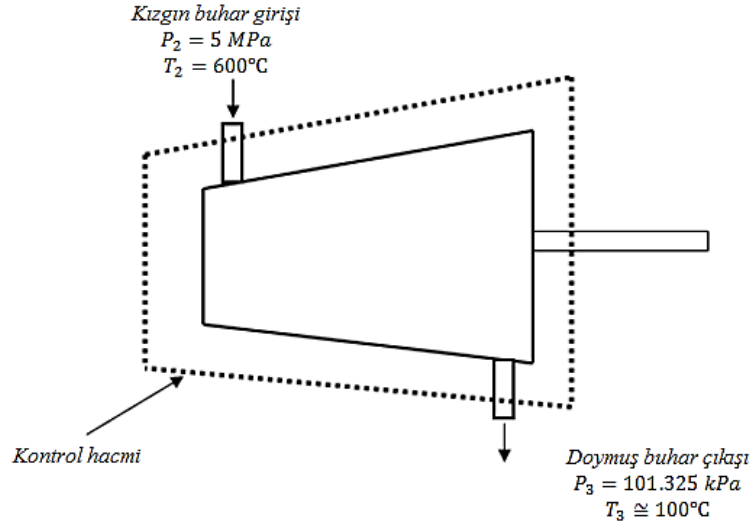
Tasarlanan atık ısı kazanına ait tasarım parametreleri ve değerleri Çizelge 3.8’de gösterildiği gibi elde edilmiştir.

Çizelge 3.8 Tasarlanan AIK’ya ait özellikler

Eşanjör tipi	Boru diziliş tipi	Boru sayısı (adet)	Boru iç çapı (mm)	Boru dış çapı (mm)	Eşdeğer Çap(mm)	Boru boyu (mm)
Gövde borulu	Üçgen diziliş	582	19	25	1000	2640
U borulu İki geçişli						
Çapraz akışlı						

3.1.5 Buhar türbini hesabı

Buhar türbini basınçlı buhardan termal enerji çıkaran ve dönen bir çıkış mili üstünde mekanik iş yapmak için kullanılan makinelerdir [27]. Tasarlanan sistemde türbin kızdırıcı çıkışındaki yüksek basınçlı kızgın buhar türbinde genişleyerek buharın sahip olduğu termal enerji çıkış mili üzerinde mekanik iş yapmaktadır. Daha sonra, bu mekanik iş bir jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Akışkanın buhar türbinine giriş ve çıkış şartları Şekil 3.23’de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.23 Buhar türbini giriş ve çıkış şartları

Türbinin giriş şartları için termodinamik özellik tablolarından entalpi değeri (h_2) ve entropi değeri (s_2) sırasıyla 3667 kJ/kg ve 7.2605 kJ/kgK olarak bulunmuştur. Türbin çıkışında buharın ortam basıncına düştüğü kabul edilmiş olup, izentropik hal değişimi için entropi değeri $s_2 = s_{3s} = 7.2605 \text{ kJ/kgK}$ değerine eşit olacaktır. Bu durumda türbin çıkışında akışkanımız ıslak buhar fazındadır ve akışkanın kuruluk derecesi Eşitlik 3.90 kullanılarak 0.983 olarak hesaplanmıştır. İzentropik genişleme için entalpi değeri olan h_{3s} ise Eşitlik 3.91 ile 2637 kJ/kg bulunmuştur.

$$7.2605 = 1.3028 + x_{23} \times 6.0562 \Rightarrow x = 0.983 \quad (3.90)$$

$$h_{3s} = 417.51 + 0.983 \times 2257.5 \Rightarrow h_{3s} = 2637 \text{ kJ/kg} \quad (3.91)$$

Bu değerler kullanılarak türbinin izentropik verimi Eşitlik 3.92 ile hesaplanmıştır.

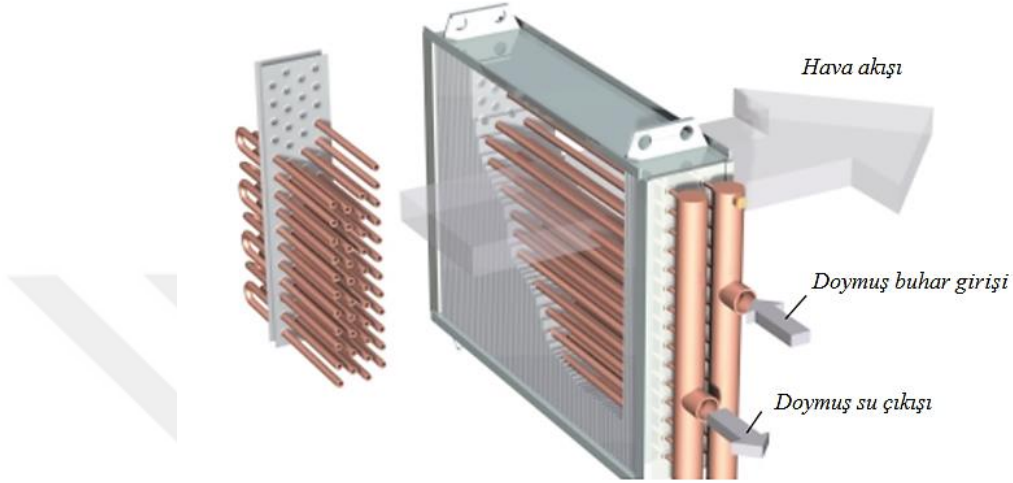
$$\eta = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = 0.96 \quad (3.92)$$

Türbinin üreteceği enerji miktarı ise Eşitlik 3.93 kullanılarak 595.2 kW olarak hesaplanmıştır.

$$W_t = \dot{m}_b \times (h_3 - h_4) \cong 595.2 \text{ kW} \quad (3.93)$$

3.1.6 Yoğuşturucu seçimi

Türbinden çıkan ıslak buharı, bir atmosfer basınçta doymuş sıvı fazına dönüştürmek için Şekil 3.24 ile gösterilen hava soğutmalı finned tube tipinde bir ısı eşanjörü tercih edilmiştir. Yoğuşturucunun kapasitesi Eşitlik 3.94 kullanılarak 1385 kW olarak elde edilmiştir.



Şekil 3.24 Hava soğutmalı finned tube ısı eşanjörü

$$Q_{34} = m_b \times h_{fg} \Rightarrow Q_{34} = 0.6 \times 2308 \cong 1385 \text{ kW} \quad (3.94)$$

Hesaplanan yoğuşturucu kapasitesi kullanılarak tedarikçi kataloglarından 104210 Watt kapasiteli seri hava soğutmalı yoğuşturucu seçimi gerçekleştirilmiştir. Hesaplanan kapasiteyi sağlayabilmek adına seçilen yoğuşturucudan 14 adet birbirine bağlanarak istenilen kapasitenin sağlanabileceği öngörülmüştür. Seçilen yoğuşturucuya ait özellikler Çizelge 3.9'da verilmiştir.

Çizelge 3.9 Seçilen yoğuşturucuya ait özellikler

Yoğuşturucu Tipi	Yüzey alanı(m ²)	Kapasite (Watt)	Hava debisi (m ³ /h)	Boru çapları (mm)	Boyutlar (mm)
Ticari seri hava soğutmalı finned tube yoğuşturucu	229.18	104210	32680	Giriş=42 mm Çıkış=28 mm	2010 × 1360 × 250

3.1.7 Pompa gücünün belirlenmesi

Sistemde pompa yoğuşturucu çıkışındaki doymuş suyu, AIK'ya pompalamak ve çevrimin sürekliliğini sağlamak adına kullanılmaktadır. Pompanın harcadığı güç pompanın adyabatik verimi 0.85% kabul edilerek Eşitlik 3.95 ile hesaplanmıştır. Bu eşitlikte, W_p (kW) pompa gücünü, v (m^3 / kg) suyun özgül hacmini, ΔP (Pa) basınç farkını, \dot{m}_{su} (kg/s) suyun kütleli debisini ve η_p pompanın adyabatik verimini temsil etmektedir.

$$W_p = (v\Delta P) \times \dot{m}_{su} / \eta_p \Rightarrow W_p = (0.001043 \times (5000 - 100)) \times 0.6 / 0.85 \cong 3.6 \text{ kW} \quad (3.95)$$

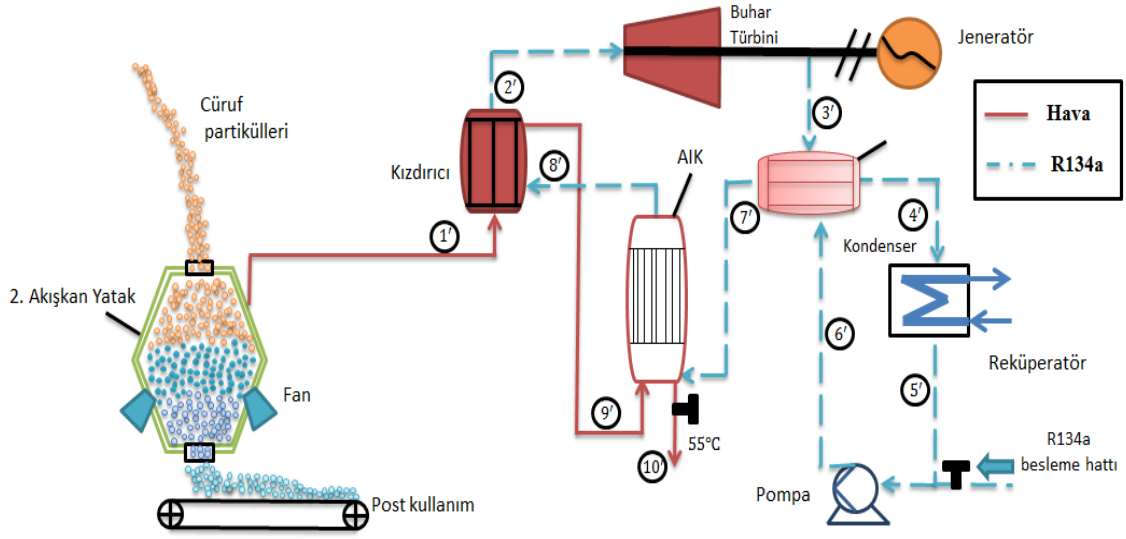
3.1.8 İlk çevrim için ısı veriminin hesaplanması

Sistemde ilk termodinamik çevrim için yoğuşturucu fanlarının harcadığı güç ihmal edilerek çevrimin ısı verimi Eşitlik 3.96 kullanılarak 35% olarak hesaplanmıştır. Buradan, sistemin ilk çevrimi ile ergimiş cürufun atık ısı enerjisinin 35%'lik bir kısmının elektrik enerjisine dönüştürülebileceği sonucuna varılmıştır.

$$\eta_{\text{çevrim1}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{giren}}} \Rightarrow \eta_{\text{çevrim1}} = \frac{595.2 - 3.6}{1690} \times 100 \cong \%35 \quad (3.96)$$

3.2 İkinci Isı Geri Kazanımı Çevrimi

Tasarlanan sistemde birinci akışkan yataktan çıkan katı cüruf partikülleri akışkan yatağı 670 °C sıcaklıkta terk etmektedir. Bu sıcaklık değeri ikinci bir ısı geri kazanımı operasyonunu gerçekleştirmek adına tatmin edici bir değerdir. Bu kapsamda, ilk çevrime ek olarak sisteme ikinci bir akışkan yatak eklenmiş ve ikinci akışkan yatak ile katı cüruf partiküllerinin atık ısı havaya transfer edilmiştir. Bu operasyonu takiben sisteme bir Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) eklenmiş ve katı cüruf partikülleri üzerinden ısı geri kazanımı gerçekleştirilmiştir. Sistemden ikinci bir ısı geri kazanım işlemleri Şekil 3.25'de gösterildiği gibi gerçekleştirilmektedir.



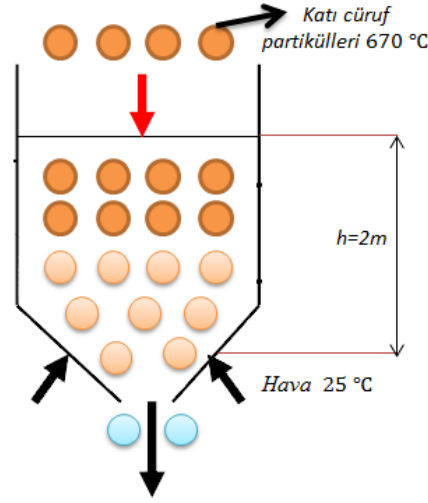
Şekil 3.25 Tasarlanan ikinci ısı geri kazanım çevrimi

İlk akışkan yataktan çıkan $670\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklığa sahip katı cüruf partikülleri, ikinci bir akışkan yatağa düşürülmektedir. Burada, akışkan yatağın altına konumlandırılmış olan fanlar sayesinde katı cüruf partiküllerinin atık ısısı havaya transfer edilmektedir. Akışkan yataktan çıkan sıcak hava kızdırıcıya girmekte ve burada organik akışkanı kızgın buhar fazına getirmek için kullanılmaktadır. Daha sonra sıcak hava, kızdırıcıdan AIK'ya giriş yaparak burada pompalanan organik akışkanı doymuş buhar fazına getirerek AIK'dan tahliye edilmektedir. Kızdırıcıdan çıkan kızgın buhar fazındaki organik akışkan türbinde genişleyerek mekanik enerji elde edilmektedir. Türbin çıkışına bağlı bir jeneratör vasıtasıyla akışkanın termal enerjisi elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Türbin çıkışında yüksek sıcaklıklı organik akışkan reküperatöre uğramakta ve burada pompalanan akışkanın AIK'ya girmeden önce ön ısıtma işleminde kullanılmaktadır. Daha sonra reküperatörden çıkan organik akışkan yoğunlaştırucuda doymuş sıvı fazına yoğunlaştırılmakta ve bu operasyonu takiben bir pompa yardımıyla basınçlandırılarak reküperatöre pompalanmaktadır. Reküperatörde ön ısıtma işlemine tabi tutulan organik akışkan, reküperatörden AIK'ya gönderilerek çevrim tamamlanmaktadır.

3.2.1 İkinci akışkan yatak tasarımı

Katı cüruf partikülleri ikinci akışkan yatak içerisine $606\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta ve 1.67 kg/s kütleli debi ile girmektedir. Cüruf beslemesi yapıldığı alan ile fanlar arasındaki uzaklık birinci akışkan yatakta olduğu gibi 2 metre olarak alınmıştır ayrıca cüruf

partiküllerinin fan seviyesine inme süresi 7 saniye olacak şekilde tasarım gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.26 İkinci akışkan yatağın şematik görünüşü

İkinci akışkan akışkan yatak tasarımı için de tek bir cüruf partikülü göz önü alınmıştır. Cüruf partiküllerinin akışkan yataktan tahliye edilebilmesi için bir net kuvvet (F_{net}) oluşturulmalıdır. Partiküllerin yataktan 7 saniye içerisinde tahliye edilmesini sağlayacak net kuvvet Eşitlik 3.97 ve Eşitlik 3.98 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$X = \frac{1}{2}at^2 \Rightarrow 2 = \frac{1}{2}a(7)^2 \Rightarrow a = 0.0816 \text{ m/s}^2 \quad (3.97)$$

$$F_{net} = ma \Rightarrow F_{net} = \rho_d V_d a = 1.53 \times 10^{-6} \text{ N} \quad (3.98)$$

Net kuvvet cüruf ağırlığı ile cüruf üzerine üflenen havanın oluşturacağı sürtünme kuvveti arasındaki farka eşittir. Bu bağıntı kullanılarak sürtünme kuvveti (F_D) Eşitlik 3.99 yardımıyla $5.785 \times 10^{-4} \text{ N}$ olarak hesaplanmıştır.

$$F_{net} = W - F_D \Rightarrow F_D = W - F_{net} = 5.793 \times 10^{-4} - 1.53 \times 10^{-6} \cong 5.78 \times 10^{-4} \text{ N} \quad (3.99)$$

Eşitlik 3.99 ile hesaplanan sürtünme kuvveti (F_D) Eşitlik 3.100 ile temsil edilmektedir. Eşitlik 3.100 kullanılarak ve sürtünme direnci katsayısı (C_D) küre için 0.5 alınarak, fanlardan gelen havanın bileşke hızı 16.2 m/s olarak hesaplanmıştır.

$$F_D = C_D A_s \rho \frac{v^2}{2} = 5.78 \times 10^{-4} N \quad (3.100)$$

$$F_D = C_D A_s \rho \frac{v^2}{2} \Rightarrow 5.78 \times 10^{-4} N = 0.5\pi \frac{(3.35 \times 10^{-3})^2 (v)^2}{4} \Rightarrow v \cong 16.2 m/s \quad (3.101)$$

Hava debisinin bulunması:

Akışkan yatak içerisinde fanlar yatayla 45°C açı yapacak şekilde konumlandırılmıştır. Buradan Eşitlik 3.101 ile hesaplanan bileşke hız değeri kullanılarak her bir fan çıkışındaki havanın hız değeri Eşitlik 3.102 ile hesaplanmıştır.

$$V_1 = V_2 = \frac{V_B}{\sqrt{2}} \Rightarrow V_1 = V_2 = 11.455 m/s \quad (3.102)$$

Fan kanallarının çapları 30 mm seçilerek her bir fan çıkışında havanın kütleli debisi Eşitlik 3.103 kullanılarak 0.956 kg/s bulunmuştur.

$$\dot{m} = \rho AV = 1.184 \times \pi \left(\frac{0.30^2}{4} \right) \times 11.455 \cong 0.958 kg/s \quad (3.103)$$

Akışkan yatak içerisinde iki adet fan olduğundan toplam hava debisi **1.916** kg/s olarak elde edilmiştir.

Isı transferi hesabının yapılması:

Bir cüruf partikülünde zamana bağlı ısı transferi denklemini Eşitlik 3.104 ile ifade edilmektedir.

$$-\Delta t = \frac{V_d \rho_d c_p}{h A_d} \ln \left| \frac{T_2 - T_0}{T_1 - T_0} \right| \quad (3.104)$$

Katı cüruf partiküllerinin 7 saniye sonraki sıcaklığını bulabilmek adına ısı taşınım katsayısına ihtiyaç duyulmaktadır. Isı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için Qin ve ark. tarafından türetilen Eşitlik 3.105 kullanılmıştır [18].

$$h = \frac{K_g}{d} \left(2 + 0.6 \sqrt{\text{Re}} \sqrt[3]{\text{Pr}} \right) \quad (3.105)$$

İlgili değerler Eşitlik 3.105'de yerine yazılarak, ikinci akışkan yatak içerisindeki ısı taşınım katsayısı $h \cong 258 \text{ W/m}^2\text{C}$ olarak bulunmuştur. Hesaplanan ısı taşınım katsayısı değeri Eşitlik 3.106'da yerine yazılarak cüruf partiküllerinin 7 saniye sonraki sıcaklığı (T_2) olarak 262°C hesaplanmıştır.

$$-\Delta t = \frac{V_d \rho_d c_p}{h A_d} \ln \left| \frac{T_2 - T_0}{T_1 - T_0} \right| \Rightarrow -\Delta t = 7.8 \ln \left| \frac{T_2 - 25}{606 - 25} \right| \Rightarrow T_2 \cong 262^\circ\text{C} \quad (3.106)$$

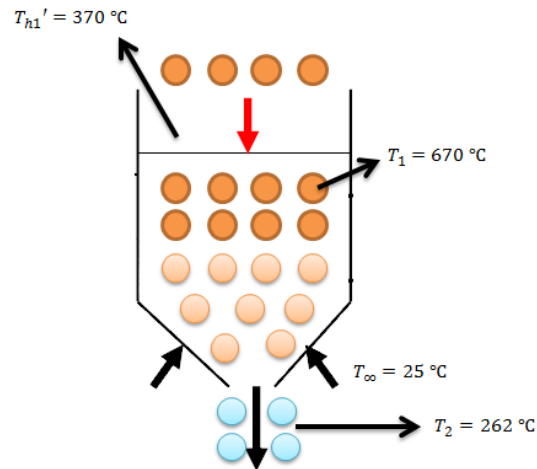
$t = 0$ 'dan 7 saniye zaman aralığında cisim ile çevre ortam arasındaki ısı transferinin toplam miktarı Eşitlik 3.107 kullanılarak 0.69 MW olarak hesaplanmaktadır.

$$Q = \dot{m} c_p (T_\infty - T_i) \quad (\text{kW}) \quad (3.107)$$

Hesaplanan ısı transferi miktarı aynı zamanda havanın enerji içeriğindeki değişime eşit olacaktır. Buradan havanın akışkan yataktan tahliye sıcaklığı (T_{h1}') Eşitlik 3.108 kullanılarak 370°C olarak hesaplanmıştır.

$$Q = 690 \text{ kW} = \dot{m}_h c_p (T_{h1}' - T_0) \Rightarrow T_{h1}' = \frac{690}{1.96 \times 1.02} + T_0 \cong 370^\circ\text{C} \quad (3.108)$$

Cüruf partikülleri ve havanın ikinci akışkan yatağa giriş ve çıkış şartları Şekil 3.24'te gösterildiği gibidir. Hesaplanan sonuçlar yorumlandığında, ikinci bir akışkan yatak kullanılarak 370°C sıcaklık değerine sahip hava üretmenin mümkün olduğu söylenebilir. Ayrıca bu sıcaklık değeri ile ORÇ çevrimi kullanılarak elektrik enerjisi üretebilmenin elverişli olduğu çıkarımı yapılabilir.



Şekil 3.27 Cürufun ve havanın ikinci akışkan yatağa giriş ve çıkış sıcaklıkları

3.2.2 Organik Rankine Çevrimi

Organik Rankine Çevrimi (ORÇ) genellikle jeotermal, biokütle ve atık ısı geri kazanımı uygulamalarında kullanılan bir enerji üretim tekniğidir. ORÇ'nin en önemli özelliği düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarından küçük ve orta ölçekli enerji üretimine imkan tanınmasıdır. Geleneksel enerji üretim yöntemleri kullanılarak düşük ısıya sahip kaynaklardan verimli bir şekilde enerji üretimi oldukça güçtür. Günümüzde, fosil kaynaklı yakıtların her geçen gün azalması ve çevresel faktörler temiz enerjiye yönelimi zorunlu kılmaktadır. Bu kapsamda temiz ve verimli bir enerji üretim yöntemi olan ORÇ ön plana çıkmaktadır [28].

ORÇ ile enerji üretiminde en önemli adım organik akışkan seçimidir [29]. Organik akışkan seçiminde aşağıda verilen parametreler dikkate alınarak seçim işlemi gerçekleştirilir.

- Termodinamik özellikler
- Emniyet faktörü
- Çevresel ve ekonomik faktörler

Termodinamik özellikler:

Organik akışkanın termodinamik özellikleri ORÇ'den verimli bir enerji üretimi ve ekserji kaybını en aza indirmek için anahtar roledir. Akışkan seçiminde aşağıda ifade edilen termodinamik özelliklerin dikkate alınması gerekmektedir [30].

- Akışkan sızıntısını önlemek için yoğuşma basıncı atmosferik basınçtan yüksek olmalıdır.
- İş yapan akışkanın basıncı buharlaştırıcı basıncından yüksek olmalıdır.
- Daha küçük boyutta ve daha kompakt ekipmanlar ile çalışabilmek adına düşük hacimsel debi tercih edilmelidir. Yüksek hacimsel debi değerlerinin seçilmesi ısı eşanjörleri ve pompada basınç düşümünü arttırmaktadır.
- Türbinden elde edilen net işi artırmak için geniş entalpi aralığı tercih edilmelidir.
- İş yapan akışkan termal ve kimyasal olarak istikrarlı olmalıdır.

Emniyet faktörü:

Seçilen organik sıvının düşük tutuşabilirlik özelliğine sahip olması gerekmektedir. Organik iş akışkanı seçiminde ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers) tarafından Şekil 3.28 ile temsil edilen emniyet sınıflandırılması yapılmıştır.

	Düşük toksik özellik	Yüksek toksik özellik
Yüksek tutuşma eğilimi	A3	B3
Düşük tutuşma eğilimi	A2	B2
Tutuşma eğilimi yok	A1	B1

Şekil 3.28 ASHRAE tarafından yapılan emniyet sınıflandırılması[30]

Çevresel ve ekonomik faktörler:

Çevresel faktörler küresel ısınma ve ozon tabakasının delinme potansiyellerini içermektedir. Küresel ısınma potansiyeli atmosfere karbondioksit gazı salınımı ile ilişkili hayati bir konudur. İş akışkanı seçiminde atmosfere zarar vermeyecek bir akışkanın seçimi çevre için ciddi bir önem arz etmektedir. Ayrıca, seçilecek akışkanın ozon tabakasına zarar vermeyecek şekilde olması, kolay temin edilebilir olması ve ekonomik olması gerekmektedir.

3.2.3 Organik iş akışkanı seçimi

Yukarıda ifade edilen parametreler göz önüne alınarak, ORÇ için organik iş akışkanı olarak R134a (Tetrafloretan) seçilmiştir. R134a renksiz inert bir akışkandır ve 90'lı yıllarda ozon tabakasına zararlı olduğu için birçok ülkede kullanımı yasaklanan R12(diklordiflormetan) gazının yerine kullanılmak üzere üretilmiştir [31]. R134a toksik özelliği ve tutuşma özelliği olmayan güvenilir bir akışkandır ve ozon tabakasına zarar verecek herhangi bir özelliğe sahip değildir. Bunun yanında, R134a gazı yüksek moleküler kütleye sahiptir bu özelliği sayesinde ekipmanlarda düşük mekanik gerilme oluşmasına olanak sağlar. R134a akışkanının kritik sıcaklık ve

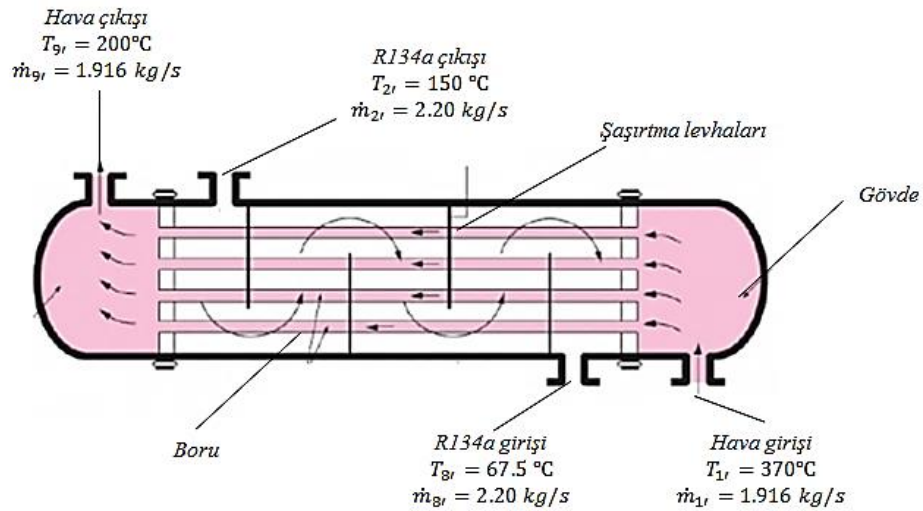
basınç değeri sırasıyla 101.1°C ve 40 bar'dır [32]. Buna ek olarak, R134a iklimlendirme donanımlarında, konut tipi soğutucularda ve su soğutma cihazlarında da günümüzde yoğun olarak kullanılan bir organik akışkandır.

3.2.4 Kızdırıcı tasarımı

ORÇ çevriminde kızdırıcı AIK'dan doymuş buhar fazında ayrılan R134a akışkanını kızdırarak kızgın buhar fazına getirmek için kullanılmaktadır. ORÇ çevrimindeki tüm ekipmanların tasarımları aşağıda belirtilen kabuller altında gerçekleştirilmiştir.

- Çevrim sürekli ve kararlıdır.
- Isı değişiricilerdeki basınç düşümü ihmal edilmiştir.
- Çevre sıcaklığı 25°C'dir.
- Akışkan sıkıştırılamazdır.
- Hesaplamalar için gerekli parametreler ortalama sıcaklıklar kullanılarak elde edilmiştir.

Yapılan kabuller altında kızdırıcı tek geçişli, tek gövdeli çapraz akışlı gövde borulu ısı eşanjörü olarak tasarlanmıştır. Organik akışkan 2 MPa basınçta doymuş buhar fazında kızdırıcıya giriş yapmakta ve kızdırıcıda sabit basınçta 150 °C sıcaklığa kızdırılmaktadır. Gövde borulu kızdırıcıda gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısını artırmak adına kesme değeri 25% olan şaşırtma levhaları kullanılmıştır. Tasarlanan kızdırıcıya ait gövde ve boru tarafındaki akışkanların giriş ve çıkış şartları Şekil 3.29'da gösterilmiştir.



Şekil 3.29 Kızdırıcı giriş ve çıkış şartları [33]

Isıl kapasitenin hesabı:

Boru tarafındaki toplam ısı transferi miktarı Eşitlik 3.109 kullanılarak 340 kW olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{17} = 1.916 \times 1044 \times (370 - 200) \cong 340 \text{ kW} \quad (3.109)$$

Bu değer gövde tarafındaki ısı transferine değerine eşit olacaktır. Eşitlik 3.111 kullanılarak gövde tarafındaki su buharı debisi 2.20 kg/s olarak elde edilmiştir.

$$\dot{Q}_{17} = \dot{m}_2'(h_2 - h_{g,2}) \Rightarrow 340 \times 10^3 = \dot{m}_2'(585.7 - 432.5) \quad (3.110)$$

$$\dot{m}_2' = \dot{m}_8' = \dot{m}_3' = \dot{m}_4' = \dot{m}_5' = \dot{m}_6' = \dot{m}_7' = 2.20 \text{ kg/s} \quad (3.111)$$

Logaritmik sıcaklık faktörünün hesaplanması:

Logaritmik sıcaklık faktörü Eşitlik 3.112 ve Eşitlik 3.113 kullanılarak ve düzeltme faktörü değeri (F) 0.95 kabul edilerek logaritmik sıcaklık faktörü (ΔT_{lm}) 164°C olarak hesaplanmıştır.

$$\Delta T_1 = 370 - 150 = 220^\circ\text{C} \quad \text{ve} \quad \Delta T_2 = 200 - 67.5 = 132.5^\circ\text{C} \quad (3.112)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \times F \cong 164^\circ\text{C} \quad (3.113)$$

Boru uzunluğunun seçilmesi:

Kızdırıcı tasarımı için üçgen dizilişe sahip, tek geçişli boru iç çap ve dış çap değerleri $d_o / d_i = 25\text{mm} / 19\text{mm}$ olan, boru eksenleri arasındaki uzaklık $1.25 d_o \cong 32 \text{ mm}$ olacak şekilde 199 adet boruya sahip gövde anma çapı 540 mm olan eşanjör DIN standardından seçilmiştir [23].

Boru uzunluğunu hesaplamak adına ilk hesaplama için toplam ısı transfer katsayısı (U) $60 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak seçilmiştir. Eşitlik 3.114 kullanılarak boruların toplam yüzey alanı 34.55 m^2 hesaplanmıştır ve bu değer Eşitlik 3.115'te kullanılarak boru boyu 2.21 metre olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \Rightarrow 340 \times 10^3 = 60 \times A \times 164 \Rightarrow A \cong 34.55 \text{ m}^2 \quad (3.114)$$

$$A = \pi n d_0 L \Rightarrow 34.55 = \pi \times 199 \times (25 \times 10^{-3}) L \Rightarrow L = 2.21 m \quad (3.115)$$

Boru tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Bir borudan geçen hava debisi Eşitlik 3.116 kullanılarak 5.49×10^{-3} kg/s hesaplanmıştır. Bir borudan geçen havanın hızı ise Eşitlik 3.117 kullanılarak 31.44 m/s olarak elde edilmiştir.

$$\dot{m}_h = \frac{m_b \times n}{N} \text{ kg/s} \quad (3.116)$$

$$m_b = \rho A u \quad (3.117)$$

Bir boru içerisinden geçen havanın hızı hesaplandıktan sonra Reynolds değeri Eşitlik 3.118 kullanılarak 12696 bulunmuştur.

$$Re = \frac{u d_i}{\nu} \quad (3.118)$$

Reynolds değeri boru içi akışta kritik değer olan 2300'den daha büyük bir değer olarak hesaplandığından boru içerisindeki akış türbülanslı bir akıştır. Reynolds sayısı hesaplandıktan sonra boru içerisindeki ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi için Eşitlik 3.119 ile verilen Petukhov-Kirillov korelasyonu kullanılmıştır [34]. Petukhov-Kirillov korelasyonu kullanılarak Nusselt sayısı (Nu) 36 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan Nusselt sayısı Eşitlik 3.121'de kullanılarak boru tarafındaki ısı taşınım katsayısı $83.7 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak elde edilmiştir.

$$Nu = \frac{(f/2) \times Re \times Pr}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.119)$$

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (3.120)$$

$$Nu = \frac{h d_i}{k} \Rightarrow 36 = \frac{h \times 19 \times 10^{-3}}{0.04418} \cong 83.7 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.121)$$

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısını hesaplamak için Kern yönteminden faydalanılmıştır [25]. Kern yöntemi kullanılarak eşdeğer çap (d_e) değeri Eşitlik 3.122 yardımıyla 19.8 mm olarak hesaplanmıştır.

$$d_e = \frac{1.10}{d_0} (P_t^2 - 0.917d_o^2) \quad (3.122)$$

Eşdeğer çap hesaplandıktan gövde tarafındaki serbest geçiş alanı (A_s) Eşitlik 3.123 yardımıyla hesaplanmıştır.

$$A_s = \frac{(t_1 - d_0) e D_g}{t_1} = \frac{(32 - 25) \times 216 \times 540}{32} \times 10^{-6} \Rightarrow A_s = 0.026 m^2 \quad (3.123)$$

Serbest geçiş alanı hesaplandıktan sonra gövde tarafındaki buhar hızı ve Reynolds sayısı değerleri Eşitlik 3.124 ve Eşitlik 3.125 kullanılarak sırasıyla 0.784 m/s ve 92881 olarak hesaplanmıştır.

$$u_2 = \frac{\dot{m}}{\rho A_s} \Rightarrow u_2 = \frac{2.2}{108 \times 0.026} \cong 0.784 \text{ kg/s} \quad (3.124)$$

$$\text{Re} = \frac{u d_e \rho}{\mu} \Rightarrow \text{Re} = \frac{0.784 \times (19.8 \times 10^{-3}) \times 108}{1.805 \times 10^{-5}} \cong 92881 \text{ kg/s} \quad (3.125)$$

Son olarak hesaplanan değerler Eşitlik 3.126 ile temsil edilen Kern korelasyonunda yerine yazılarak boyutsuz Nusselt sayısı 816 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan Nusselt sayısı kullanılarak gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı (h_g) $847 \text{ W} / m^{\circ}C$ olarak hesaplanmıştır.

$$\text{Nu} = \frac{h_g d_e}{k} = j_{h,k} \text{Re Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0.4} \cong 816 \Rightarrow h_g = 847 \text{ W} / m^{\circ}C \quad (3.126)$$

Toplam ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Boruların iç ve dış tarafındaki kirlilik faktörü $R_f = 2 \times 10^{-4} m^2 C / W$ alınmış ve çelik için ısı iletim katsayısı $k = 54 \text{ W} / m^{\circ}C$ alınarak toplam ısı taşınım katsayısı Eşitlik 3.127 kullanılarak $U_t = 58.04 \text{ W} / m^2 C$ olarak hesaplanmıştır.

$$U_i = \frac{1}{83.7} \frac{25}{19} + 2 \times 10^{-4} \times \frac{25}{19} + \frac{\ln \left| \frac{25}{19} \right|}{2\pi L(54)} \times \pi L(25 \times 10^{-3}) + \frac{1}{847} \cong 58.04 \text{ W / m}^2 \text{ C} \quad (3.127)$$

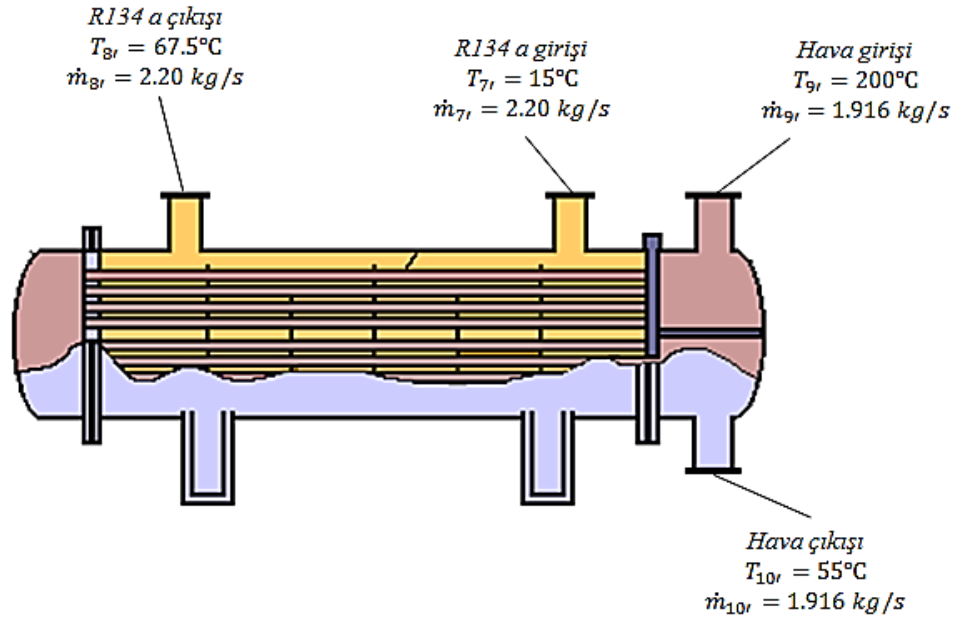
Hesaplanan U_i değeri ile başlangıçta kabul edilen U değeri yerine oldukça yakındır ve bu yüzden sonuçların revize edilmesi gerek yoktur. Tasarlanan kızdırıcıya ait tasarım parametreleri Çizelge 3.10 ile gösterildiği gibidir.

Çizelge 3.10 Tasarlanan kızdırıcıya ait özellikler

Eşanjör tipi	Boru diziliş tipi	Boru sayısı (adet)	Boru iç çapı (mm)	Boru dış çapı (mm)	Eşdeğer Çap(mm)	Boru boyu (mm)
Gövde borulu	Üçgen diziliş	199	19	25	540	2210
Tek geçişli						
Çapraz akışlı						

3.2.5 Atık ısı kazanı (AIK) tasarımı

AIK'ya giren ve çıkan akışkanların sıcaklık ve kütleli debi değerleri Şekil 3.30 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.30 Atık ısı kazanı giriş ve çıkış şartları

AIK gövde borulu, üçgen boru dizilişine sahip, iki geçişli ısı eşanjörü olarak tasarlanmıştır. Şekil 3.30'da gösterildiği gibi organik akışkan AIK'ya 15°C sıcaklıkta girmekte ve AIK'dan 2 MPa basınçta 67.5°C sıcaklıkta doymuş buhar olarak çıkmaktadır. Bu bölümde akışkan özellikleri ortalama sıcaklıklar kullanılarak elde edilmiş ve AIK'nın boyutlandırılması gerçekleştirilmiştir.

Isıl kapasitenin hesabı:

Boru tarafındaki toplam ısı transferi miktarı Eşitlik 3.128 kullanılarak 281.15 kW olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{9'10'} = \dot{m} c_p (T_{9'} - T_{10'}) \Rightarrow \dot{Q}_{9'10'} = 1.916 \times 1012 \times (200 - 55) \cong 281.15 \text{ kW} \quad (3.128)$$

Gövde tarafındaki R134a debisi Eşitlik 3.129 kullanılarak 2.20 kg/s olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{9'10'} = \dot{m}_{R134a} h_{fg} \Rightarrow 281.15 = \dot{m}_{su} \times 128.25 \cong 2.20 \text{ kg/s} \quad (3.129)$$

Logaritmik sıcaklık faktörünün hesaplanması:

Logaritmik sıcaklık faktörü Eşitlik 3.130 ve Eşitlik 3.131 kullanılarak ve düzeltme faktörü değeri (F) 0.95 kabul edilerek $\Delta T_{lm} = 73.4$ °C olarak hesaplanmıştır.

$$\Delta T_1 = 200 - 67.5 = 132.5 \text{ °C} \quad \text{ve} \quad \Delta T_2 = 55 - 15 = 40 \text{ °C} \quad (3.130)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \times F \cong 73.4 \text{ °C} \quad (3.131)$$

Boru uzunluğunun seçilmesi:

AIK tasarımı için iki geçişli U boru seçimi yapılmıştır. DIN standartlarından başlangıç hesabı için eşdeğer gövde çapı (D_g) 780 mm ve boru sayısı 484 adet olarak seçilmiştir[35]. Borulara ait iç çap ve dış çap değerleri ise $d_o / d_i = 25\text{mm} / 19\text{mm}$ alınmıştır. Boru uzunluğunu hesaplamak adına ilk hesaplama için toplam ısı transfer katsayısı (U) değeri $50 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ °C}$ olarak seçilmiştir. AIK'da doymuş buhar üretme operasyonu gövdenin 25%'lik kısmında gerçekleştirilmektedir. Diğer bir ifade ile borular gövdenin 75%'lik kısmında yer alacaktır. Buradan boru sayısı Eşitlik 3.132 kullanılarak revize edilmiş ve 363 adet olarak elde edilmiştir.

$$n = 0.75 \times 484 \Rightarrow n = 363 \text{ adet} \quad (3.132)$$

Boruların toplam yüzey alanı Eşitlik 3.133 kullanılarak 76.60 m^2 hesaplanmıştır. Hesaplanan alan değeri Eşitlik 3.134'te kullanılarak boru uzunlukları ilk hesaplama için 2.70 metre olarak elde edilmiştir.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \Rightarrow 281.15 \times 10^3 = 50 \times A \times 73.4 \Rightarrow A = 76.60 \text{ m}^2 \quad (3.133)$$

$$A = \pi n d_0 L \Rightarrow 76.60 = \pi \times 363 \times (25 \times 10^{-3}) L \Rightarrow L = 2.70 \text{ m} \quad (3.134)$$

Boru tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Bir borudan geçen hava debisi Eşitlik 3.135 kullanılarak 0.01 kg/s olarak hesaplanmıştır. Eşitlik 3.136 ile bir borudan geçen hava hızı ise yaklaşık olarak 40.26 m/s olarak elde edilmiştir.

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{m}_b \times n}{N} \Rightarrow \dot{m}_b = 0.01 \text{ kg/s} \quad (3.135)$$

$$\dot{m}_b = \rho A u \quad (3.136)$$

Reynolds değeri ise Eşitlik 3.137 kullanılarak 33194 olarak hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{u d_i}{\nu} \Rightarrow \frac{40 \times 19 \times 10^{-3}}{2.3045 \times 10^{-5}} \cong 33194 \quad (3.137)$$

Eşitlik 3.138 ile temsil edilen Petukhov-Kirillov korelasyonu kullanılarak Nusselt sayısı (Nu) yaklaşık 72.82 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan Nu sayısı Eşitlik 3.139'da yerine yazılarak boru tarafındaki ısı taşınım katsayısı $126.5 \text{ W/m}^2\text{°C}$ olarak hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{(f/2) \times Re \times Pr}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.138)$$

$$Nu = \frac{h d_i}{k} \Rightarrow 72.82 = \frac{h \times 19 \times 10^{-3}}{0.0448} \Rightarrow h \cong 126.5 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (3.139)$$

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısını hesaplamak için eşdeğer çap (d_e) değeri Eşitlik 3.140 ile 19.8 mm olarak hesaplanmıştır.

$$d_e = \frac{1.10}{d_0} (P_t^2 - 0.917d_o^2) \quad (3.140)$$

Eşdeğer çap hesaplandıktan gövde tarafındaki serbest geçiş alanı (A_s) Eşitlik 3.141 yardımıyla hesaplanmıştır. AIK tasarımında şaşırtma levhası kullanılmamıştır bu sebepten ötürü Eşitlik 3.141 ile verilen denklemde e yerine boru uzunluğu değeri yazılmıştır.

$$A_s = \frac{(t_1 - d_0)eD_g}{t_1} = \frac{(32 - 25) \times 2700 \times 780}{32} \times 10^{-6} \Rightarrow A_s = 0.46 \text{ m}^2 \quad (3.141)$$

Serbest geçiş alanı hesaplandıktan sonra gövde tarafındaki R134a hızı ve Reynolds sayısı değerleri sırasıyla 0.001 m/s ve 955 olarak hesaplanmıştır.

$$u_2 = \frac{\dot{m}}{\rho A_s} \Rightarrow u_2 = \frac{2.2}{1001 \times 0.46} \cong 4.73 \times 10^{-3} \text{ m/s} \quad (3.142)$$

$$\text{Re} = \frac{ud_e \rho}{\mu} \Rightarrow \text{Re} = \frac{4.73 \times 10^{-3} \times (19.8 \times 10^{-3}) \times 1011}{1.122 \times 10^{-4}} \cong 844 \quad (3.143)$$

Gövde tarafındaki R134a hızı ve Reynolds sayısı oldukça küçük çıkmıştır. Bu durumda, gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı uzun bir silindir etrafında doğal taşınım için Churchil-Chu tarafından önerilen korelasyon kullanılarak hesaplanmıştır. Churchil-Chu korelasyonunun uygulanabilmesi için Eşitlik 3.144 ile ifade edilen oranın bir den çok büyük olup olmadığı kontrol edilir.

$$\frac{Gr}{\text{Re}^2} \gg 1 \quad (3.144)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)d_e^3}{\nu^2} \quad (3.145)$$

Eşitlik 3.145 kullanılarak Grashof sayısı yaklaşık olarak 9.785×10^{10} bulunmuştur. Bu değer Eşitlik 3.144'de yerine yazıldığında Grashof sayısı ile Reynolds sayısı arasındaki oran 1 değerinden çok büyük çıkmıştır. Bu durumda gövdede doğal taşınım dominanttır ve gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısını hesaplamak için Churchil-Chu korelasyonu kullanılabilir.

Churchil-Chu korelasyonu ile Nusselt sayısı Eşitlik 3.146 ile gösterildiği gibi hesaplanmaktadır. Nusselt sayısını hesaplamak için öncelikle taşınımın etkinliğini belirleyen Rayleigh sayısının hesaplanması gerekmektedir. Rayleigh sayısı Eşitlik 3.147 kullanılarak 2.1216×10^{10} olarak hesaplanmıştır.

$$Nu = \left[\frac{0.825 + 0.387 \times Ra^{1/6}}{\left(1 + (0.492 / Pr)^{9/16}\right)^{8/27}} \right] \quad (3.146)$$

$$Ra = Gr.Pr \Rightarrow Ra = (9.785 \times 10^{12}) \times 1.4165 \cong 2.389 \times 10^{13} \quad (3.147)$$

Hesaplanan Rayleigh sayısı Eşitlik 3.146'da yerine yazılarak Nusselt sayısı 53.40 olarak hesaplanmıştır. Nusselt sayısı Eşitlik 3.148 kullanılarak gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı $160 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

$$Nu = \frac{hd_i}{k} \Rightarrow 53.40 = \frac{h \times 19.8 \times 10^{-3}}{0.059} \Rightarrow h \cong 160 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.148)$$

Toplam ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Boruların iç ve dış tarafındaki kirlilik faktörü $R_f = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$ alınmış ve çelik için ısı iletim katsayısı $k = 54 \text{ W} / \text{m} \text{ } ^\circ\text{C}$ alınarak toplam ısı taşınım katsayısı Eşitlik 3.149 kullanılarak U_t değeri yaklaşık $59.0 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{126.5} \frac{25}{19} + 2 \times 10^{-4} \times \frac{25}{19} + \frac{\ln \left| \frac{25}{19} \right|}{2\pi L(54)}} \times \pi L(25 \times 10^{-3}) + \frac{1}{160} \cong 59 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.149)$$

Hesaplanan U_t değeri ile başlangıçta kabul edilen U değeri ile farklılık göstermektedir. Bu nedenle kabul edilen U değeri hesaplanan U_t değerine göre revize edilmelidir.

Sonuçların revize edilmesi:

Boru uzunlukları, U_t değeri Eşitlik 3.150'de yerine yazılarak boru alanı değeri yeniden hesaplanmıştır. Hesaplanan boru alanı değeri Eşitlik 3.151'de kullanılarak AIK için boru uzunluğu 2.28 metre olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = U_r A \Delta T_{lm} \Rightarrow 281.15 \times 10^3 = 59 \times A \times 73.4 \Rightarrow A = 65.0 \text{ m}^2 \quad (3.150)$$

$$A = \pi d_o L \Rightarrow 65 = \pi \times (25 \times 10^{-3}) \times L \times 363 \Rightarrow L = 2.28 \text{ m} \quad (3.151)$$

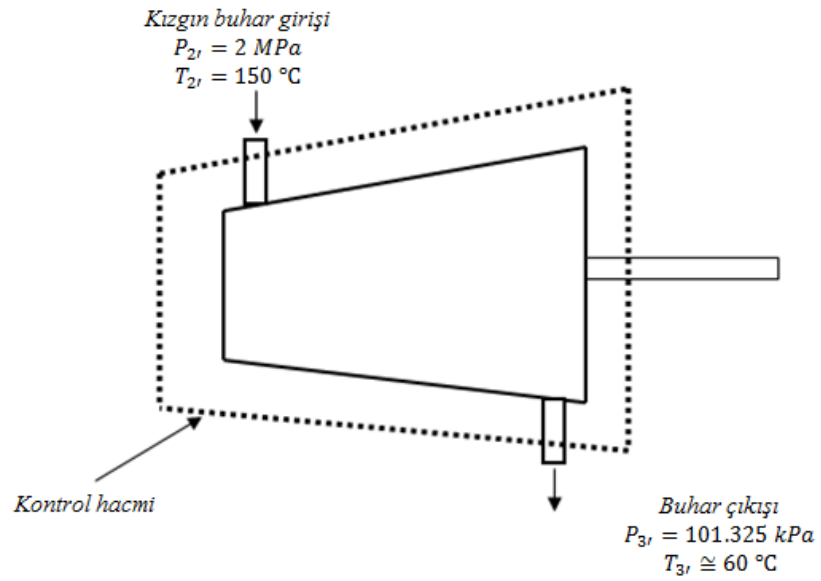
Tasarlanan atık ısı kazanına ait tasarım parametreleri ve değerleri Çizelge 3.11’de gösterildiği gibi elde edilmiştir.

Çizelge 3.11 Tasarlanan AIK’ya ait özellikler

Eşanjör tipi	Boru diziliş tipi	Boru sayısı (adet)	Boru iç çapı (mm)	Boru dış çapı (mm)	Eşdeğer Çap(mm)	Boru boyu (mm)
Gövde borulu	Üçgen diziliş	363	19	25	780	2280
U borulu İki geçişli						
Çapraz akışlı						

3.2.6 Buhar türbini hesabı

R134a akışkanının buhar türbinine giriş ve çıkış şartları Şekil 3.31’de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.31 Buhar türbini giriş ve çıkış şartları

Türbinin giriş şartları için termodinamik özellik tablolarından entalpi değeri (h_2) ve entropi değeri (s_2) sırasıyla 528.3 kJ/kg ve 1.9619 kJ/kgK olarak okunmuştur. Türbin çıkışında buharın ortam basıncına düştüğü kabul edilmiş olup, izentropik hal değişimi için entropi değeri $s_2' = s_{3s} = 1.9619 \text{ kJ/kgK}$ değerine eşit olacaktır. Bu durumda türbin çıkışında R134a organik akışkanı kızgın buhar fazındadır. İzentropik genişleme için entalpi değeri olan h_{3s} , interpolasyon ile 443.35 kJ/kg olarak hesaplanmıştır. Bu değerler kullanılarak türbinin izentropik verimi Eşitlik 3.152 ile 86% olarak bulunmuştur.

$$\eta = \frac{h_2 - h_{3s}}{h_2 - h_{3s}} = \frac{528.3 - 455.5}{528.3 - 443.35} \times 100 \cong 86\% \quad (3.152)$$

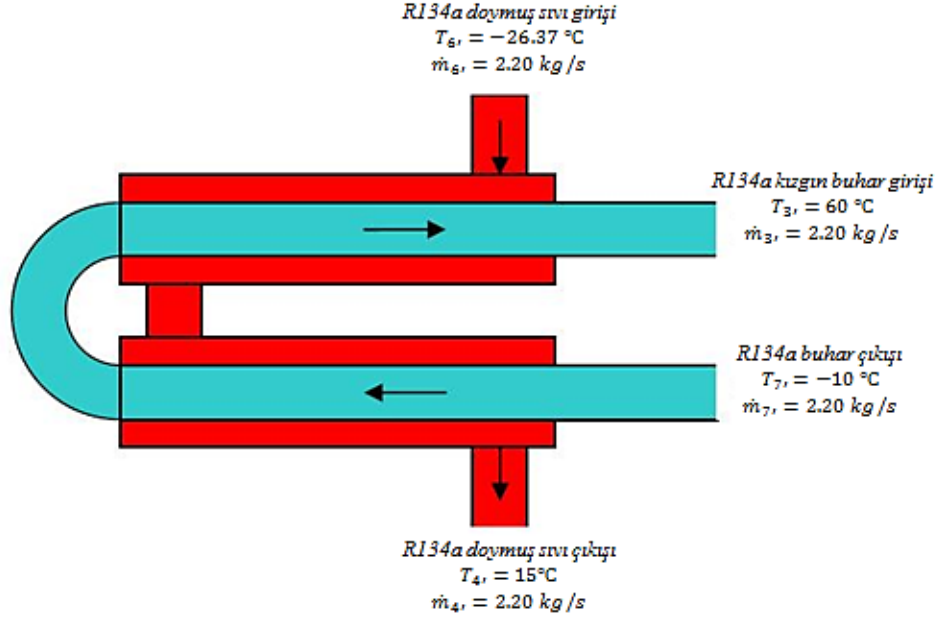
Türbinin üreteceği enerji miktarı ise Eşitlik 3.153 kullanılarak 160.16 kW olarak hesaplanmıştır.

$$W_t = m_{R134a} \times (h_2 - h_{3s}) \cong 160.16 \text{ kW} \quad (3.153)$$

3.2.7 Reküperatör tasarımı

Reküperatör atık ısıyı geri kazanmak için kullanılan ters akışlı bir ısı eşanjörüdür [36]. Tasarlanan ORÇ sisteminde reküperatör, türbin çıkışındaki kızgın buhar fazındaki R134a'nın ısı ile AIK'ya pompalanan R134a'nın ön ısıtma işleminde kullanılmaktadır. Bu şekilde türbin çıkışındaki sıcak akışkan direkt olarak yoğunlaştırucuya verilmemekte, reküperatör vasıtasıyla bu ısıdan faydalanılmakta ve dolayısıyla sistemin verimi arttırılmaktadır.

Reküperatör iki geçişli gövde borulu, üçgen boru dizilişine sahip ısı eşanjörü olarak tasarlanmıştır. Reküperatöre giren ve çıkan R134a organik akışkanına ait özellikler Şekil 3.32'de gösterildiği gibidir. Reküperatör tasarımı için DIN standartlarından gövde anma çapı (D_g) 540 mm ve üçgen dizilişli 188 adet boruya sahip gövde-borulu ısı eşanjörü seçilmiştir. Borulara ait iç çap ve dış çap değerleri ise $d_o / d_i = 25 \text{ mm} / 19 \text{ mm}$ alınmıştır. Boru uzunluğunu hesaplamak adına ilk hesaplama için toplam ısı transfer katsayısı (U) değeri $150 \text{ W/m}^2\text{°C}$ olarak seçilmiştir.



Şekil 3.32 Reküperatör giriş ve çıkış şartları

Isıl kapasitenin hesabı:

Boru tarafındaki toplam ısı transferi miktarı Eşitlik 3.154 kullanılarak 158.312 kW olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{4'6'} = 2.2 \times 1761.5 \times (60 - (-10)) \cong 158.312 \text{ kW} \quad (3.154)$$

Bu değer gövde tarafındaki ısı transferi değerine de eşit olacaktır. Eşitlik 3.155 kullanılarak gövde tarafındaki R134a debisi 2.20 kg/s olarak hesaplanmıştır. Bu değer, boru tarafındaki R134a debisine eşittir ve gerçekleştirilen hesapların doğruluğu kontrol edilmiştir.

$$\dot{Q}_{6'4'} = \dot{m}_{R134a} \times c_p \times (T_{6'} - T_{4'}) \Rightarrow 158.312 \times 10^3 = \dot{m}_{R134a} \times 1761.5 \times (15 - (-26.37))$$

$$\dot{m}_{R134a} = \dot{m}_3' = \dot{m}_7' = \dot{m}_4' = \dot{m}_5' = \dot{m}_6' = \dot{m}_7' = \dot{m}_8' = 2.20 \text{ kg/s} \quad (3.155)$$

Logaritmik sıcaklık faktörünün hesaplanması:

Logaritmik sıcaklık faktörü Eşitlik 3.156 ve Eşitlik 3.157 kullanılarak ve düzeltme faktörü değeri 0.95 kabul edilerek hesaplanmış ve logaritmik sıcaklık faktörü (ΔT_{lm}) 27°C olarak elde edilmiştir.

$$\Delta T_1 = 60 - 15 = 45 \text{ °C} \quad \text{ve} \quad \Delta T_2 = -10 - (-26.37) = 16.37 \text{ °C} \quad (3.156)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \times F \cong 27 \text{ °C} \quad (3.157)$$

Boru uzunluğunun seçilmesi:

Kızdırıcı tasarımı için üçgen dizilişe sahip, iki geçişli U borulu, boru iç çap ve dış çap değerleri $d_0 / d_i = 25 \text{ mm} / 19 \text{ mm}$ olan, boru eksenleri arasındaki uzaklık $d_0 \cong 32$ mm olacak şekilde 188 adet boruya sahip gövde anma çapı 540 mm olan eşanjör DIN standardından seçilmiştir [23].

Boru uzunluğunu hesaplamak adına ilk hesaplama için toplam ısı transfer katsayısı (U) $150 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ °C}$ olarak seçilmiştir. Eşitlik 3.158 kullanılarak boruların toplam yüzey alanı 39 m^2 hesaplanmıştır ve bu değer Eşitlik 3.159'da kullanılarak ilk hesaplama için boru boyu 2.65 metre olarak elde edilmiştir.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \Rightarrow 158312 = 150 \times A \times 27 \Rightarrow A \cong 39 \text{ m}^2 \quad (3.158)$$

$$A = \pi n d_0 L \Rightarrow 39 = \pi \times 188 \times (25 \times 10^{-3}) L \Rightarrow L = 2.65 \text{ m} \quad (3.159)$$

Boru tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Bir borudan geçen hava debisi Eşitlik 3.160 kullanılarak 0.0234 kg/s hesaplanmıştır. Bir borudan geçen havanın hızı ise Eşitlik 3.161 ile 13.30 m/s olarak elde edilmiştir.

$$\dot{m}_h = \frac{m_b \times n}{N} \text{ kg/s} \quad (3.160)$$

$$\dot{m}_b = \rho A u \quad (3.161)$$

Bir boru içerisinden geçen havanın hızı hesaplandıktan sonra Reynolds değeri Eşitlik 3.162 kullanılarak 5.53×10^5 olarak bulunmuştur.

$$\text{Re} = \frac{u d_i}{\nu} \quad (3.162)$$

Reynolds değeri boru içi akışta kritik değer olan 2300'den daha büyük bir değer olarak hesaplandığından boru içerisindeki akış türbülanslı bir akıştır. Boru

içerisindeki ısı taşınım katsayısının hesaplanabilmesi Petukhov-Kirillov korelasyonu kullanılmıştır. Petukhov-Kirillov korelasyonu kullanılarak Nusselt sayısı (Nu) 610 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan Nusselt sayısı Eşitlik 3.165’de kullanılarak boru tarafındaki ısı taşınım katsayısı $417.4 \text{ W / m}^2\text{°C}$ olarak elde edilmiştir.

$$Nu = \frac{(f / 2) \times Re \times Pr}{1.07 + 12.7(f / 2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.163)$$

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \quad (3.164)$$

$$Nu = \frac{hd_i}{k} \Rightarrow 610 = \frac{h \times 19 \times 10^{-3}}{0.013} \cong 417.4 \text{ W / m}^2\text{°C} \quad (3.165)$$

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısını hesaplamak için Kern yönteminden faydalanılmıştır [25]. Kern yöntemi kullanılarak eşdeğer çap (d_e) değeri Eşitlik 3.166 kullanılarak 19.8 mm olarak hesaplanmıştır.

$$d_e = \frac{1.10}{d_o} (P_i^2 - 0.917 d_o^2) \quad (3.166)$$

Eşdeğer çap hesaplandıktan gövde tarafındaki serbest geçiş alanı (A_s) Eşitlik 3.167 yardımıyla hesaplanmıştır.

$$A_s = \frac{(t_1 - d_o) e D_g}{t_1} = \frac{(32 - 25) \times 216 \times 540}{32} \times 10^{-6} \Rightarrow A_s = 0.026 \text{ m}^2 \quad (3.167)$$

Serbest geçiş alanı hesaplandıktan sonra gövde tarafındaki buhar hızı ve Reynolds sayısı değerleri Eşitlik 3.168 ve Eşitlik 3.169 kullanılarak sırasıyla 0.065 m/s ve 5725 olarak hesaplanmıştır.

$$u_2 = \frac{\dot{m}}{\rho A_s} \Rightarrow u_2 = \frac{2.2}{1311 \times 0.026} \cong 0.065 \text{ kg/s} \quad (3.168)$$

$$Re = \frac{u d_e \rho}{\mu} \Rightarrow Re = \frac{0.065 \times (19.8 \times 10^{-3}) \times 1311}{2.947 \times 10^{-4}} \cong 5725 \text{ kg/s} \quad (3.169)$$

Son olarak hesaplanan değerler Eşitlik 3.170 ile verilen Kern korelasyonunda yerine yazılarak boyutsuz Nusselt sayısı 201.2 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan Nusselt sayısı kullanılarak gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı (h_g) $983.6 \text{ W / m}^2\text{C}$ olarak elde edilmiştir.

$$Nu = \frac{h_g d_e}{k} = j_{h,k} \text{Re Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0.4} \cong 201.2 \Rightarrow h_g = 983.6 \text{ W / m}^2\text{C} \quad (3.170)$$

Toplam ısı taşınım katsayısının hesaplanması:

Boruların iç ve dış tarafındaki kirlilik faktörü $R_f = 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{C / W}$ alınmış ve çelik için ısı iletim katsayısı $k = 54 \text{ W / m}^2\text{C}$ alınarak toplam ısı taşınım katsayısı Eşitlik 3.171 ile $U_t = 110.44 \text{ W / m}^2\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{417.4} \frac{25}{19} + 2 \times 10^{-4} \times \frac{25}{19} + \frac{\ln \left| \frac{25}{19} \right|}{2\pi L (54)} \times \pi L (25 \times 10^{-3}) + \frac{1}{983.6}} \cong 222.43 \text{ W / m}^2\text{C} \quad (3.171)$$

Hesaplanan U_t değeri ile başlangıçta kabul edilen U değeri uyumsuzluk göstermektedir. Bu nedenle boru boyutları hesaplanan U_t değerine göre revize edilmelidir.

Sonuçların revize edilmesi:

Boru uzunlukları, U_t değeri Eşitlik 3.172'de yerine yazılarak boru alanı değeri yeniden hesaplanmıştır. Hesaplanan boru alanı değeri Eşitlik 3.173'de kullanılarak reküperatör için boru uzunluğu 1.80 metre olarak yeniden hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = U_t A \Delta T_{lm} \Rightarrow 158312 = 222.43 \times A \times 27 \Rightarrow A = 26.36 \text{ m}^2 \quad (3.172)$$

$$A = \pi d_0 L \Rightarrow 26.36 = \pi \times (25 \times 10^{-3}) \times L \times 188 \Rightarrow L = 1.80 \text{ m} \quad (3.173)$$

Tasarlanan reküperatöre ait tasarım parametreleri ve değerleri Çizelge 3.12'de gösterildiği gibi elde edilmiştir.

Çizelge 3.12 Tasarlanan reküperatöre ait özellikler

Eşanjör tipi	Boru diziliş tipi	Boru sayısı (adet)	Boru iç çapı (mm)	Boru dış çapı (mm)	Eşdeğer Çap(mm)	Boru boyu (mm)
Gövde borulu	Üçgen diziliş	188	19	25	540	1800
İki geçişli						
Çapraz akışlı						

3.2.8 Yoğuşturucu Seçimi

Reküperatörden çıkan buhar fazındaki R134a organik akışkanını, bir atmosfer basınçta doymuş sıvı fazına dönüştürmek için hava soğutmalı finned tube tipinde bir ısı eşanjörü tercih edilmiştir. Yoğuşturucunun kapasitesi Eşitlik 3.174 kullanılarak 478 kW olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{4'5'} = \dot{m}_{R134a} \times h_{fg} \Rightarrow \dot{Q}_{4'5'} = 2.2 \times 217.6 \cong 478 \text{ kW} \quad (3.174)$$

Hesaplanan yoğuşturucu kapasitesi kullanılarak tedarikçi kataloglarından 104210 Watt kapasiteli seri hava soğutmalı yoğuşturucu seçimi gerçekleştirilmiştir. Hesaplanan kapasiteyi sağlayabilmek adına seçilen yoğuşturucudan 5 adeti birbirine bağlanarak istenilen kapasitenin sağlanabileceği öngörülmüştür. Seçilen yoğuşturucuya ait özellikler Çizelge 3.13 ile verilmiştir.

Çizelge 3.13 Seçilen yoğuşturucuya ait özellikler

Yoğuşturucu Tipi	Yüzey alanı(m ²)	Kapasite (Watt)	Hava debisi (m ³ /h)	Boru çapları (mm)	Boyutlar (mm)
Ticari seri hava soğutmalı finned tube yoğuşturucu	229.18	104210	32680	Giriş=42 mm	2010 × 1360 × 250
				Çıkış=28 mm	

3.2.9 Pompa gücünün belirlenmesi

Sistemde pompa yoğusturucu çıkışındaki doymuş sıvı fazındaki R134a organik akışkanını, AIK'ya pompalamak ve çevrimin sürekliliğini sağlamak adına kullanılmaktadır. Pompanın harcadığı güç pompanın adyabatik verimi 0.85% kabul edilerek Eşitlik 3.175 kullanılarak 3.57 kW olarak hesaplanmıştır.

$$W_p = (v\Delta P) \times \dot{m}_{su} / \eta_p = (0.0007259 \times (2000 - 100)) \times 2.2 / 0.85 \cong 3.57 \text{ kW} \quad (3.175)$$

3.2.10 İkinci çevrim için ısı veriminin hesaplanması

Sistemde ikinci termodinamik çevrim için yoğusturucu fanlarının harcadığı güç ihmal edilerek çevrimin ısı verimi Eşitlik 3.176 kullanılarak 23% olarak hesaplanmıştır.

$$\eta_{\text{çevrim}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{giren}}} \Rightarrow \eta_{\text{çevrim}} = \frac{160.16 - 3.57}{690} \times 100 \cong \%23 \quad (3.176)$$

3.3 Basınç Kayıplarının ve Fan Güçlerinin Hesaplanması

3.3.1 Birinci çevrim için hesaplamalar

Birinci ısı geri kazanım çevriminde fanlardan üflenen hava, akışkan yataktan çıkmakta buradan kızdırıcıdan geçmekte ve AIK'dan tahliye edilmektedir. Seçilecek olan fanların bu üç elemanda meydana gelecek basınç düşümünü karşılaması gerekmektedir. Bu bölümde, bu üç elemanda oluşan basınç düşümleri hesaplanmış ve bu basınçları karşılamak için fanın tüketeceği enerji miktarları hesaplanmıştır.

Akışkan yataktaki basınç düşümü:

Akışkan yatak içerisindeki basınç düşümü Eşitlik 3.177 kullanılarak hesaplanmıştır. Bu eşitlikte L_{ma} , ε_{ma} , ρ_t , ρ_g ve g sırasıyla minimum akışkanlaşma halinde yatak yüksekliği, yatak boşluk oranı, taneciğin ve gazın yoğunluğu ve yerçekimini temsil etmektedir [37].

$$\frac{\Delta P}{L_{ma}} = (1 - \varepsilon_{ma})(\rho_t - \rho_g)g \quad (3.177)$$

Akışkan yatak içerisindeki basınç düşümünü hesaplamak için yatak boşluk oranına (ε_{ma}) ihtiyaç duyulmaktadır. Yatak boşluk oranı Eşitlik 3.178 kullanılarak 0.22 hesaplanmıştır.

$$\varepsilon_{ma} = 1 - \frac{\text{Taneciklerin kapladığı hacim}}{\text{Toplam yatak hacmi}} \quad (3.178)$$

Hesaplanan (ε_{ma}) değeri Eşitlik 3.179'da yerine yazılarak akışkan yatak içerisindeki toplam basınç düşümü yaklaşık olarak 22946 Pa bulunmuştur.

$$\frac{\Delta P}{2} = (1 - 0.22) \times (3000 - 1.184) \times 9.81 \Rightarrow \Delta P \cong 22946 \text{ kPa} \quad (3.179)$$

Kızdırıcıdaki basınç düşümü:

Fanlardan üflenen hava kızdırıcı boruları içerisinde geçmektedir. Kızdırıcının boru tarafındaki basınç düşümü Eşitlik 3.180 ile ifade edilen Kern yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır. Bu eşitlikte n_b boru geçiş sayısını, λ_s sürtünme katsayısını, L (m) bir geçişteki boru boyunu, d_i (m) boru iç çapını, μ (Pa.s) ortalama sıcaklıkta akışkanın dinamik viskozitesini, μ_0 (Pa.s) cidar sıcaklığında akışkanın dinamik viskozitesini ve m ise türbülanslı akışta 0.14 olan katsayıyı temsil etmektedir [35].

$$\Delta P_{k,boru} = n_b \left[\lambda_s \frac{L}{d_i} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{-m} + 2.5 \right] \rho \frac{U^2}{2} \quad (3.180)$$

Kızdırıcı borularının malzemesi paslanmaz çeliktir ve paslanmaz çelik için pürüz yüksekliği değeri $\varepsilon' = 0.002$ mm'dir. Buradan ε'/d oranı 0.0001 olarak hesaplanır. Reynolds sayısı ise 12980'e eşittir. Bu iki değer kullanılarak Moddy diyagramından sürtünme katsayısı (λ_s) yaklaşık olarak 0.028 olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler Eşitlik 3.181'de yerine yazılarak kızdırıcının boru tarafındaki basınç düşümü 4932 Pa olarak hesaplanmıştır.

$$\Delta P_{k,boru} = 1 \left[0.028 \frac{2.26}{19 \times 10^{-3}} \left(\frac{3.846 \times 10^{-5}}{3.415 \times 10^{-5}} \right)^{-0.14} + 2.5 \right] 0.4042 \frac{65^2}{2} \cong 4932 \text{ Pa} \quad (3.181)$$

Atık ısı kazanındaki basınç düşümü:

Atık ısı kazanının boru tarafındaki basınç düşümü Kern yöntemi ile Eşitlik 3.182 kullanılarak 10275 Pa olarak hesaplanmıştır.

$$\Delta P_{k, boru} = 2 \left[0.027 \frac{2.64}{19 \times 10^{-3}} \left(\frac{2.934 \times 10^{-5}}{2.760 \times 10^{-5}} \right)^{-0.14} + 2.5 \right] 0.6058 \frac{52.22^2}{2} \cong 10275 \text{ Pa} \quad (3.182)$$

Fan güçlerinin hesaplanması:

Bir fanın teorik gücü Eşitlik 3.176 ile hesaplanır. Bu eşitlikle $\dot{Q} (m^3/s)$ havanın hacimsel debisini ve ΔP_k (kPa) toplam basınç kaybını temsil etmektedir [38]. Hava kaçakları, mil sürtünme kayıpları, akış sürtünme dirençleri ve borularda meydana gelen yerel kayıplar ihmal edilerek hesaplanan basınç düşümlerini karşılayacak fan gücü Eşitlik 3.184 kullanılarak 83.94 kW olarak hesaplanmıştır.

$$W_{fan} = \dot{Q} \Delta P_k \text{ kW} \quad (3.183)$$

$$W_{fan} = 2.2 \times (22946 + 4.932 + 10275) \cong 83.94 \text{ kW} \quad (3.184)$$

Birinci akışkan yatak içerisinde iki adet özdeş fan bulunmaktadır. Her bir fanın tüketeceği güç Eşitlik 3.185 ile 41.97 kW olarak hesaplanmıştır.

$$W_{fan1} = W_{fan2} = \frac{W_{fan}}{2} = 41.97 \text{ kW} \quad (3.185)$$

3.3.2 İkinci çevrim için hesaplamalar

ORÇ çevriminde de akışkan yatak içerisinde üflenen hava kızdırıcıdan geçmekte ve AIK'dan tahliye edilmektedir. Fan güçlerinin bulunması adına akışkan yatak içerisinde, kızdırıcı boru tarafında ve AIK boru tarafında meydana gelen basınç düşümleri hesaplanmalıdır.

Akışkan yataktaki basınç düşümü:

Akışkan yatak içerisindeki basınç düşümü Eşitlik 3.186 ve Eşitlik 3.187 kullanılarak hesaplanmıştır. İkinci akışkan yatağın boyutları birinci akışkan yatak ile özdeşdir. Bu nedenle ikinci akışkan yatak içerisinde meydana gelen basınç düşümü de 22946 Pa olarak hesaplanmıştır.

$$\varepsilon_{ma} = 1 - \frac{\text{Taneciklerin kapladığı hacim}}{\text{Toplam yatak hacmi}} \quad (3.186)$$

$$\frac{\Delta P}{L_{ma}} = (1 - \varepsilon_{ma})(\rho_t - \rho_g)g \quad (3.187)$$

Kızdırıcıdaki basınç düşümü:

Kızdırıcının boru tarafındaki basınç düşümünü hesaplamak adına Eşitlik 3.188 ile temsil edilen Kern yöntem kullanılmıştır. İlgili değerler Eşitlik 3.189'da yerine yazılarak kızdırıcının boru tarafında meydana gelen basınç düşümü 1860 olarak hesaplanmıştır.

$$\Delta P_{k, boru} = n_b \left[\lambda_s \frac{L}{d_i} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{-m} + 2.5 \right] \rho \frac{U^2}{2} \quad (3.188)$$

$$\Delta P_{k, boru} = 1 \left[0.028 \frac{2.3}{19 \times 10^{-3}} \left(\frac{1.805 \times 10^{-5}}{2.833 \times 10^{-5}} \right)^{-0.14} + 2.5 \right] 0.6158 \frac{31.44^2}{2} \cong 1860 \text{ Pa} \quad (3.189)$$

Atık ısı kazanındaki basınç düşümü:

Atık ısı kazanının boru tarafındaki basınç düşümü de Kern yöntemi ile Eşitlik 3.190 kullanılarak 7350 Pa olarak hesaplanmıştır.

$$\Delta P_{k, boru} = 2 \left[0.022 \frac{2.28}{19 \times 10^{-3}} \left(\frac{2.052 \times 10^{-5}}{2.264 \times 10^{-5}} \right)^{-0.14} + 2.5 \right] 0.876 \frac{40.26^2}{2} \cong 7350 \text{ Pa} \quad (3.190)$$

Fan güçlerinin hesaplanması:

Hava kaçakları, mil sürtünme kayıpları, akış sürtünme dirençleri ve borularda meydana gelen yerel kayıplar ihmal edilerek hesaplanan basınç düşümlerini karşılayacak fan gücü Eşitlik 3.191 kullanılarak 52.10 kW olarak hesaplanmıştır.

$$W_{fan} = 1.62 \times (22946 + 1860 + 7350) \cong 52.10 \text{ kW} \quad (3.191)$$

Birinci akışkan yatak içerisinde iki adet özdeş fan bulunmaktadır. Her bir fanın tüketeceği güç Eşitlik 3.192 ile 26.05 kW olarak elde edilmiştir.

$$W_{fan1} = W_{fan2} = \frac{W_{fan}}{2} = 26.05 \text{ kW} \quad (3.192)$$

3.4 Sistem Veriminin Hesaplanması

Fan için harcanacak güçler hesaba katılarak iki çevrim için de verim değerleri yerel kayıplar ve yoğuşturucu fanlarının güçleri ihmal edilerek hesaplanmıştır. Birinci ısı geri kazanımı çevrimi için ısı geri kazanım verimi Eşitlik 3.193 kullanılarak 31% olarak hesaplanmıştır.

$$\eta_{\text{çevrim1}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{giren}}} \Rightarrow \eta_{\text{çevrim1}} = \frac{595.2 - (3.6 + 83.94)}{1690} \times 100 \cong \%31 \quad (3.193)$$

İkinci ısı geri kazanım çevriminin verimi ise Eşitlik 3.194 ile 15.2% hesaplanmıştır.

$$\eta_{\text{çevrim2}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{giren}}} \Rightarrow \eta_{\text{çevrim2}} = \frac{160.16 - (3.57 + 52.10)}{690} \times 100 \cong \%15.2 \quad (3.194)$$

Tasarlanan kombine sistemden elde edilecek enerji geri kazanımı Eşitlik 3.195 kullanılarak 612.15 kW olarak hesaplanmıştır.

$$W_{\text{kazanım}} = (595.2 + 160.16) - (3.6 + 3.57) - (83.94 + 52.10) = 612.15 \text{ kW} \quad (3.195)$$

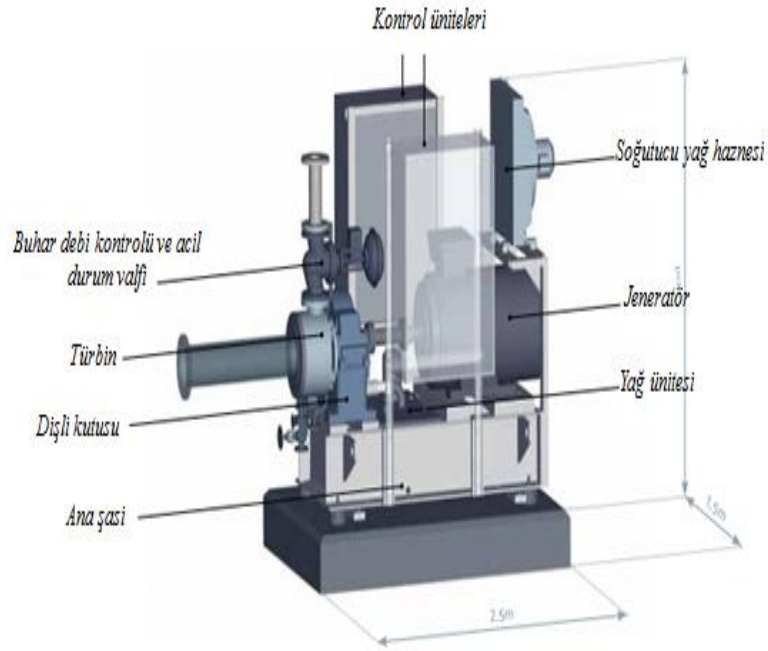
3.5 Ekonomik Analiz

3.5.1 Maliyet analizi

Bu kısımda tasarlanan sistemin ilk yatırım maliyeti hesaplanmıştır. Tasarlanan sistemde türbinler için Şekil 3.33 ile gösterilen ve SIEMENS şirketi tarafından üretilen SST-040 modeli türbinin iki farklı kapasiteye sahip türü seçilmiştir. Türbin maliyetleri SIEMENS şirketinden temin edilmiş olup türbinlere ait özellikler Çizelge 3.14 ile verilmiştir.

Çizelge 3.14 Seçilen türbinlere ait özellikler

Türbin modeli	Kademe tipi	Maksimum güç (kW)	Maksimum buhar basıncı (bar)	Boyutları (m×m×m)	Fiyatı (Euro)
SST-040	Tek kademeli	1000	100	2.5×1.5×2	450000
SST-040	Tek kademeli	300	40	2.5×1.5×2	300000



Şekil 3.33 SIEMENS SST-040 buhar türbini [39]

Tasarlanan sistemdeki gövde borulu ısı eşanjörü maliyetleri Bursa’da bulunan buhar kazanı ve ısı eşanjörü üretimi gerçekleştiren Yükseltur Kazan Sanayi’nden temin edilmiştir. Tasarlanan ısı eşanjörlerine ait üretici firmadan temin edilen maliyetler Çizelge 3.15 ile verilmiştir.

Çizelge 3.15 Tasarlanan ısı eşanjörlerine ait maliyetler

Eşanjör	Boru diziliş tipi	Boru sayısı (adet)	Boru iç çapı (mm)	Boru dış çapı (mm)	Eşdeğer Çap(mm)	Boru boyu (mm)	Maliyet (TL)
Kızdırıcı	Üçgen diziliş	349	19	25	700	2260	18000
AIK	Üçgen diziliş	582	19	25	1000	2640	26000
Kızdırıcı ORÇ	Üçgen diziliş	199	19	25	540	2210	10000
AIK-ORÇ	Üçgen diziliş	363	19	25	780	2280	20000
Rekuperatör ORÇ	Üçgen diziliş	188	19	25	540	1800	8000

Atık ısı geri kazanım sistemi için seçilen finned-tube tipi yoğuşturuculara ait maliyetler ise Aras Soğutma Şirketi'nden temin edilmiştir [40]. Yoğuşturuculara ait maliyetler Çizelge 3.16 'da sunulmuştur.

Çizelge 3.16 Seçilen yoğuşturuculara ait maliyetler

Yoğuşturucu Tipi	Birim kapasitesi (kW)	Toplam adet	Birim Maliyeti (Euro)	Toplam Maliyet (Euro)
Finned tube yoğuşturucu	104210	13	1270	16510
Finned tube yoğuşturucu ORÇ	104210	5	1270	6350

Akışkan yataklar için maliyet hesabı, akışkan yatak malzeme miktarı ile işçilik maliyetlerinin toplamı olarak gerçekleştirilmiştir. Akışkan yatakların iç kısımlarının dolomit refrakter ile kaplanmasının yüksek sıcaklığın yan etkisini azaltacağı öngörülmüştür. Rekrakterin arkasına cam elyaf yalıtım malzemesi eklenmiştir ve akışkan yatakların gövde malzemesi için maliyeti minimize etmek adına St 37 yapı çeliği tercihi yapılmıştır. Bu kapsamda, akışkan yatak maliyetlerini hesaplamak adına ilk olarak akışkan yatak malzeme miktarları hesaplanmış ve işçilik ücretlerinin malzeme ücretinin yarısı olacak şekilde akışkan yataklar için maliyet çıkarılmıştır. Akışkan yatak maliyet hesabında refrakter malzeme ve izolasyon malzemesinin maliyetleri hesaba katılmamıştır. Hesaplanan akışkan yatak maliyetleri Çizelge 3.17'de verilmiştir.

Çizelge 3.17 Akışkan yataklara ait maliyetler

Akışkan Yatak	Malzeme	Toplam Kütle (kg)	Birim fiyat (\$/ton)	İşçilik Maliyeti(\$)	Toplam Maliyet (\$)
Akışkan Yatak 1	St 37	10500	625	3282	9845
Akışkan Yatak ORÇ	St 37	7350	625	2297	6890

3.5.2 Tasarlanan sistemden elde edilecek elektrik enerjisi miktarı

Tasarlanan sistemin üreteceği yıllık enerji miktarı Eşitlik 3.196 ile 53.625×10^5 kWh / yıl olarak hesaplanmıştır.

$$W_{\text{üretim}} = 612.15 \times 24 \times 365 \cong 53.625 \times 10^5 \text{ kWh / yıl} \quad (3.196)$$

3.5.3 Tasarlanan ısı geri kazanım sisteminden elde edilecek kar

2016 yılının son çeyreğinde EPDK tarafından düzenlenen ticarethaneler için elektrik tarifesine göre 1 kWh'lık elektrik kullanım bedeli 41.7976 kuruştur [41]. Bu değer baz alınarak tasarlanan atık ısı geri kazanım sistemi ile yıllık elde edilecek kar Eşitlik 3.197 kullanılarak 2.242 milyon Türk Lirası olarak hesaplanmıştır.

$$Kar = 53.625 \times 10^5 \text{ kWh / yıl} \times 0.417976 \text{ TL / kWh} \cong 2.242 \text{ Milyon TL/yıl} \quad (3.197)$$

3.5.4 Yatırım geri dönüş süresinin hesaplanması

Tasarlanan atık ısı geri kazanım sisteminin ekonomik analizi için yatırım maliyetinin geri dönüş süresinin hesaplanması gerekmektedir. 2016 Temmuz ayı döviz kuru referans alınarak türbin maliyetleri ve akışkan yatak maliyetleri Türk lirası cinsinden hesaplanmış ve Eşitlik 3.198 kullanılarak atık ısı geri kazanım sisteminin toplam ilk yatırım maliyeti belirlenmiştir.

$$\text{İlk yatırım maliyeti} = C_{\text{türbin}} + C_{\text{eşanjör}} + C_{\text{yoğuşturucu}} + C_{\text{a.yatak}} \cong 2.665 \text{ Milyon TL} \quad (3.198)$$

Tasarlanan atık ısı geri kazanım sistemi için yatırım geri dönüş süresi (YGDS) Eşitlik 3.199 kullanılarak yaklaşık 14 ay olarak hesaplanmıştır.

$$YGDS = \frac{\text{İlk yatırım maliyeti}}{\text{Yıllık elde edilen kazanç}} = \frac{2.665}{2.242} \cong 1.19 \text{ yıl} \cong 14 \text{ ay} \quad (3.199)$$

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmada ergimiş cürufun sahip olduğu atık ısının geri kazanılmasına olanak sağlayan yenilikçi bir sistem tasarlanmıştır. Tasarlanan sistemde ısı ve enerji hesapları belirli kabuller altında gerçekleştirilmiş ve yapılan kabuller ile hesaplamalarda aşağıda belirtilen kısmi hataların oluşabileceği öngörülmüştür.

- Akış için sürtünmesiz akış ve akışkan için sıkıştırılmaz akışkan kabulü yapılmıştır ve bu durum sistemde oluşacak basınç kaybı değerini etkileyecek ve daha büyük kapasiteli pompa ve fan seçimini gerekli kılacaktır.
- Akışkan yatak tasarımlarında uniform akış için gerekli düzeltmeler yapılarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, akışkan yataklar içerisinde cidarlar ile yatak içerisindeki sıcaklık farkının yüksek bir değer olmadığı kabul edilmiş ve ışınlam ile ısı transferi ihmal edilmiştir.
- Yapılan hesaplamalarda tesis için yerleşim planı bilinmediğinden borulama işlemi dikkate alınmamıştır ve bu sebepten ötürü borular içerisinde oluşacak sürekli ve yerel sürtünme kayıpları hesaplamalarda ihmal edilmiştir.
- Finned-tube yoğuşturucu seçimi kataloglardan gerçekleştirilmiş ve yoğuşturuculardaki basınç kaybı bilinmediğinden hava kaynaklı soğutma sağlayan yoğuşturucular için fan seçimi ve fan maliyeti hesaba katılmamıştır.
- Türbinlerden elde edilecek mekanik enerji miktarı değerlerinin jenaratörler tarafından üretilecek enerji miktarına eşit olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca, üretim tesisinin tam kapasitede sürekli çalıştığı göz önünde bulundurulmuştur.
- Tasarlanan sistem için borulama maliyeti, boru uzunlukları bilinmediğinden hesaplanmamış ve ilk yatırım maliyetine eklenmemiştir.
- Yatırımın geri dönüş süresi hesaplanırken, ekipmanların bakım maliyetleri ve yıpranma payı değerleri ihmal edilmiştir.

Hesaplamalarda yukarıda belirtilen ifadeler dikkate alınır, daha doğru bir ısı ve enerji analizi ile daha doğru bir ekonomik analiz gerçekleştirilerek daha kesin sonuçlar elde edilebilir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji, sanayileşmenin alt yapısı ve enerji verimliliği ise küresel ekonomi açısından en önemli kilometre taşıdır. Dünya devletleri ve uluslararası kuruluşlar enerji kaynaklarını elde etmek için birbirleriyle yarışmaktadır. Bu nedenle enerji ihtiyacı ulusal ve uluslararası gündemde oldukça önemli bir yer tutmaktadır. Fosil yakıt rezervlerinin giderek tükeniyor olması, dışa bağımlılık ve çevresel etkiler sebebiyle günümüzde ülkeler için güvenli, ucuz ve temiz enerji üretmek ekonomik ve sosyal hayatın temel problemleri arasında yerini almaktadır. Bu duruma paralel olarak sanayisi, ekonomisi ve nüfusu ile hızla büyümekte olan ülkemizin enerji ihtiyacı sürekli artmaktadır. Bu nedenle, üretilen enerjinin yüksek verim ile kullanılması, alternatif ve yenilenebilir enerji kaynaklarına ait potansiyelin değerlendirilmesi ve çeşitli endüstrilerde üretim prosesleri sonucu oluşan atık ısının geri kazanılması büyük önem taşımaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında, kuru granülasyon metotlarından olan RCA metodu kullanılarak ergimiş cürufun granülasyon işlemini gerçekleştiren ve akabinde ergimiş cürufun sahip olduğu atık ısının geri kazanımına olanak sağlayan yenilikçi bir kombine atık ısı geri kazanım sistemi önerilmiştir. Önerilen sistemin enerji hesapları yapılarak maliyet muhasebesi gerçekleştirilmiştir. Önerilen atık ısı geri kazanım sistemi incelendiğinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Birinci akışkan yataktan tahliye edilen kısmi miktarda yüksek sıcaklığa sahip cüruf partiküllerinin sahip olduğu atık ısı sisteme eklenecek bir ORÇ ile geri kazanılabilir.
- Tasarlanan sistemde birinci termodinamik çevrim ile net 507.66 kW değerinde bir elektrik üretimi gerçekleştirilebilir.
- Sisteme eklenen ORÇ ile net 104.49 kW elektrik enerjisi elde etmek mümkündür.
- Tasarlanan atık ısı geri kazanım sisteminden net olarak toplam 612.15 kW elektrik enerjisi elde edilebilir.
- Tasarlanan atık ısı geri kazanım sisteminin verimi 36.22% 'dir.

- Tasarlanan atık ısı geri kazanım sistemin yıllık elektrik enerjisi üretim miktarı 53.625×10^5 kWh/yıl olarak elde edilmiştir.
- Tasarlanan sisteme ait ilk yatırım maliyeti 2.665 Milyon TL olarak hesaplanmıştır.
- Yapılan ekonomik analiz sonuçlarına göre tasarlanan sistem 14 ay sonra ilk yatırım maliyetini karşılamaktadır.

Elde edilen sonuçlara göre yıllık cüruf üretim kapasitesi 52500 ton/yıl olan bir demir çelik üretim tesisi için tasarlanan sistem kullanıldığı takdirde yıllık 53.625×10^5 kWh/yıl elektrik enerjisi üretmek mümkündür. Tasarlanan sistem kullanılarak daha yüksek çelik üretim kapasitesine sahip üretim tesisleri içinde yeni boyutlandırmalar gerçekleştirilerek, daha yüksek kapasitede çelik üretimini karşılayacak bir ısı geri kazanım sistemi tasarlanabilir. Üstelik önerilen akışkan yataklı kombine atık ısı geri kazanım sistemi kullanılarak demir çelik endüstrisi haricindeki uygulamalar için de atık ısı geri kazanım çalışmaları gerçekleştirilebilir. Ayrıca, gerçekleştirilen ekonomik analize göre, tasarlanan sistem 14 ay gibi bir sürede ilk yatırım maliyetini karşılamaktadır ve bu geri dönüş süresi değerlendirildiğinde tasarlanan sistemin mali açıdan uygulanabilir olduğu söylenebilir. Buna ek olarak, orta ve küçük boy üretim tesisleri için ORÇ ile atık ısı geri kazanımı gerçekleştirilerek ülke ekonomisine önemli katkılar sağlanabilir.

KAYNAKLAR

- [1] H. Zhang, H. Wang, X. Zhu, Y.-J. Qiu, K. Li, R. Chen, and Q. Liao, A review of waste heat recovery technologies towards molten slag in steel industry, *Applied Energy*, vol. 112, **2013**, 956-966.
- [2] B. Das, S. Prakash, P. S. R. Reddy, and V. N. Misra, An overview of utilization of slag and sludge from steel industries” *Resources Conservation and Recycling*, vol. 50, no. 1, **2007**, 40-57.
- [3] Wikipedia,
<https://en.wikipedia.org/wiki/Slag>, Mart 2016.
- [4] Get Chemistry Help,
<http://getchemistryhelp.blogspot.com.tr/2013/05/molten-iron.html>, Mart 2016.
- [5] Euroslag,
<http://www.euroslag.com/applications/aggregates/asphalt/>, Nisan 2016.
- [6] M. Barati, S. Esfahani, and T. A. Utigard, Energy recovery from high temperature slags, *Energy*, vol. 36, no. 9, **2011**, 5440-5449.
- [7] D. Wang, X. Ling, and H. Peng, Theoretical analysis of free-surface film flow on the rotary granulating disk in waste heat recovery process of molten slag, *Applied Thermal Engineering*, vol. 63, no. 1, **2014**, 387-395.
- [8] Weiku Integrating Trade Company,
http://www.weiku.com/products/14370572/fertilizer_compaction.html, Mart 2016.
- [9] Y. Sun, Z. Zhang, L. Liu, and X. Wang, Heat Recovery from High Temperature Slags: A Review of Chemical Methods, *Energies*, vol. 8, no. 3, **2015**, 1917-1935.
- [10] J. B. Zhu, S. Z. Wang, and M. Luo, Progress in molten blast furnace slag treatment using dry centrifugal granulation technology, *Environmental Technology and Resource Utilization Ii*, vol. 675-677, **2014**, 1406-1410.
- [11] B. Lee, and I. Sohn, Review of Innovative Energy Savings Technology for the Electric Arc Furnace, *Jom*, vol. 66, no. 9, **2014**, 1581-1594.
- [12] EE Publishers,
<http://www.ee.co.za/wp-content/uploads/2014/04/energize-april-14-p-55-57.pdf> ,
Mart 2016

- [13] Y. M. Zhou, C. Li, L. L. Xu, S. Y. Luo, and C. J. Yi, The Experimental Study of Molten Blast Slag Dry Granulation, *Advanced Materials Research*, vol. 356-360, **2011**, 1882-1885.
- [14] D.Xie, Y.Pan, R.Flann, et al.: CSIRO Minerals, *1st CSRP annual Conference*, **2007**, 29-30.
- [15] Birçelik Şirketi,
<http://bircelik.com/tr/kategori/dubleks-1-4462->, Nisan 2016.
- [16] http://teknolojikarastirmalar.com/egitim/yapi_malzemesi/icerik/refrakter.html
- [17] Gözdem Paslanmaz Çelik Merkezi Sanayi ve Ticaret A.Ş.,
<http://www.gozdempaslanmaz.com/paslanmaz-celik.asp?ha=6>, Mayıs 2016
- [18] Q. Yuelin, L. Xuwei, B. Chenguang, C. Pan, Q. Guibao, and Z. Jie, Mechanism of Dry Molten Slag Granulation Using a Rotating Multi-Nozzle Cup Atomizer, *Steel Research International*, vol. 85, no. 1, **2014**, 44-52.
- [19] Wikipedia,
https://en.wikipedia.org/wiki/Fluidized_bed, Mayıs 2016.
- [20] Çengel Y.A, Cimbala J.M, Akışkanlar Mekaniği, Üçüncü Baskı, 620, Palme Yayıncılık, 2015.
- [21] Çengel Y.A, Ghajar A.J, Isı ve Kütle Transferi, Dördüncü Baskı, 226-227, Palme Yayıncılık, 2015.
- [22] Simplex Boiler Company,
<http://simplex.com.sg/boilerproducts/>, Temmuz 2016.
- [23] Kakaç S., Liu H., Heat Exchangers, Selection, Rating and Thermal Design, 2.Baskı, 283-286, CRC Press, 2002.
- [24] Petukhov,B.S., Heat Transfer and Friction In Turbulent Pipe Flow With Variable Physical Properties, In Advances In Heat Transfer, J.P. Hartnet And T.V. Irvine (Eds.), Vol.6, **1970**, 504- 564.
- [25] J. Kern, Economic-Aspects of Heat-Exchanger Design, *Chemie Ingenieur Technik*, vol. 56, no. 6, **1984**, 432-440.
- [26] Churchill,S.W., And H.H.S. Chu, "Correlating Equations For Laminar And Turbulent Free Convection From A Horizontal Cylinder" *Int. J. Heat And Mass Transfer*, Vol.18, **1975**, 1049.
- [27] Wikipedia,
https://en.wikipedia.org/wiki/Steam_turbine, Temmuz 2016.
- [28] M. Eyidogan, F. Canka Kilic, D. Kaya, V. Coban, and S. Cagman, Investigation of Organic Rankine Cycle (ORC) technologies in Turkey from the

technical and economic point of view, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 58, **2016**, 885-895.

[29] A. Desideri, S. Gusev, M. van den Broek, V. Lemort, and S. Quoilin, Experimental comparison of organic fluids for low temperature ORC (organic Rankine cycle) systems for waste heat recovery applications, *Energy*, vol. 97, **2016**, 460-469.

[30] J. Nouman, *Comparative studies and analyses of working fluids for Organic Rankine Cycles-ORC*, Yüksek Lisans Tezi, KTH School of Industrial Engineering and Management, **2012**.

[31] B. A. S. Masheiti, S. Walker, An Evaluation of R134a and R245fa as the Working Fluid in an Organic Rankine Cycle Energized from a Low Temperature Geothermal Energy Source, *Journal of Energy and Power Engineering*, vol. 5, **2011**, 392-402.

[32] F. C. F. Vélez, A. Quijano, Thermodynamic analysis of R134a in an Organic Rankine Cycle for power generation from low temperature sources, *DYNA*, vol. 81, no. 185, **2014**, 153-159.

[33] University of Waterloo,
<https://uwaterloo.ca/engineering-cases/content/bw-xist-software-evaluation>, Temmuz 2016

[34] Petukhov, B.S., Heat Transfer and Friction In Turbulent Pipe Flow With Variable Physical Properties, In *Advances In Heat Transfer, J.P. Hartnet And T.V. Irvine (Eds.)*, Vol.6, **2014**, 504- 564.

[35] Gencelli F.O., Isı Değiştiricileri, 1.Baskı, Birsen Yayınevi, 386-387, 1999.

[36] Wikipedia,
<https://en.wikipedia.org/wiki/Recuperator>, Temmuz 2016.

[37] Onat, K., Gencelli, O., Arısoy, A., Buhar Kazanlarının Isıl Hesapları, 4.Baskı, Birsen Yayınevi, 117, 2007.

[38] Deneysan Eğitim Cihazları,
http://deneysan.com/Content/images/documents/havalandirma-4_39143832.pdf, Temmuz 2016.

[39] Siemens Steam Turbines,
<http://www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/steam-turbines/sst-040.htm#content=Compact%20steam%20turbine%20SST-040>, Temmuz 2016.

[40] Aras Soğutma Kondenser,
<http://www.araskondenser.com/katalog/>, Temmuz 2016.

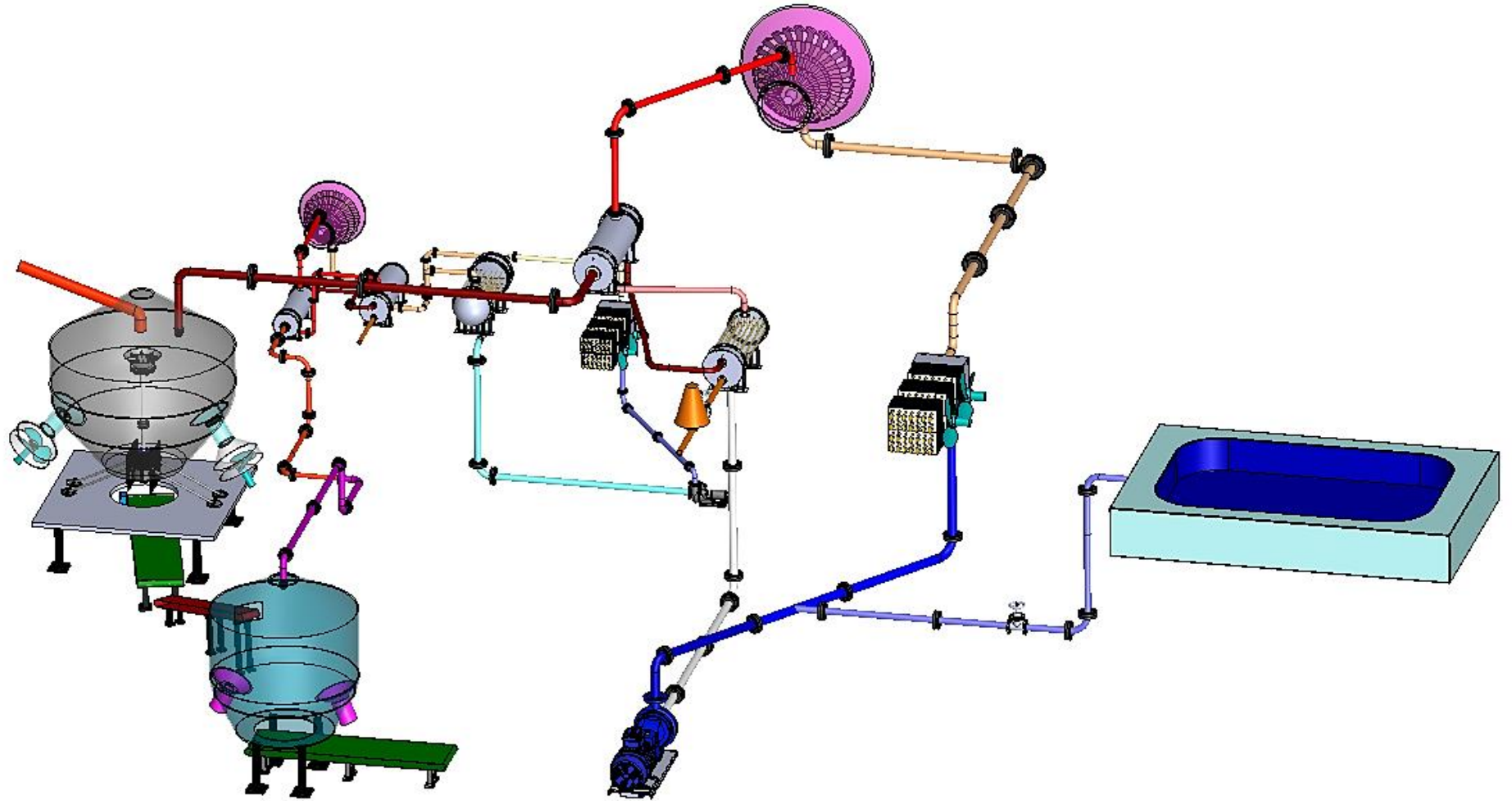
[41] Enerji Enstitüsü,
<http://enerjienstitusu.com/elektrik-fiyatlari/>, Temmuz 2016.



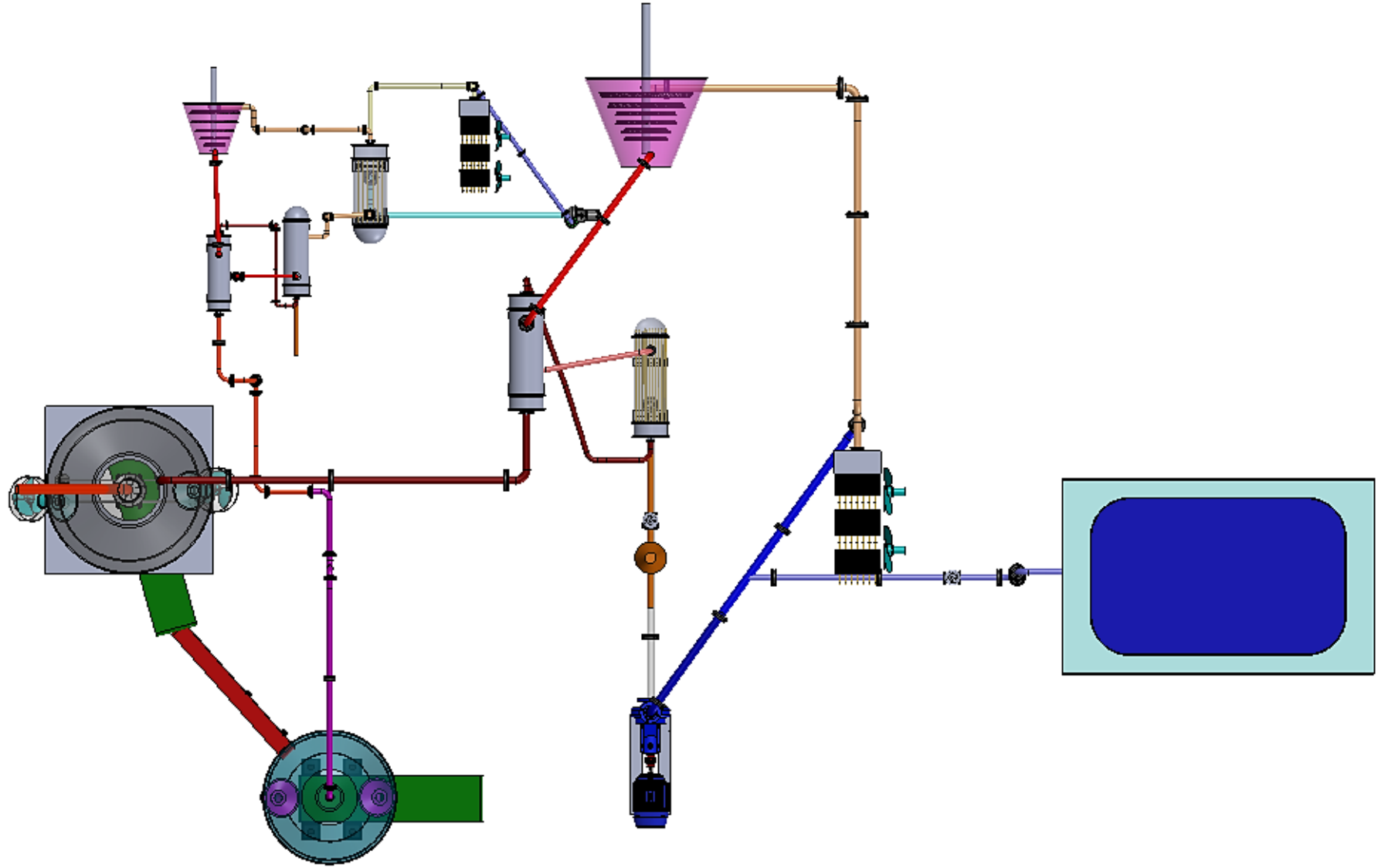
EKLER



EK 1 Tasarlanan atık ısı geri kazanım sisteminin 3 boyutlu bilgisayar destekli tasarım modeli



EK 2 Tasarlanan atık ısı geri kazanım sisteminin 3 boyutlu bilgisayar destekli tasarım modeli



ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı SOYADI : Semih AKIN
Doğum Tarihi ve Yeri : 18.02.1989 - Bakırköy
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : akin.semih@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

<u>Derece</u>	<u>Alan</u>	<u>Üniversite Adı</u>	<u>Mezuniyet Yılı</u>
Lisans	Makine Mühendisliği	Uludağ Üniversitesi	2013
Lisans	Endüstri Mühendisliği	Uludağ Üniversitesi	2013

İŞ TECRÜBESİ

<u>Yıl</u>	<u>Firma/Kurum</u>	<u>Görevi</u>
2012-2013	OYAK-RENAULT A.Ş	Stajyer
2014-2016	Bursa Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü	Araştırma Görevlisi

BİLİMSEL ÇALIŞMALARI

▪ Makale

1. **Akin S.**, Kara Y.A., A Wind Power Plant Feasibility Study for Bursa, Gemlik Region, Turkey, *European Journal of Sustainable Development Research*, Vol 1. (1), 44-52, 2016.
2. **Akin S.**, Kara Y.A., An Assessment of Wind Power Potential Along the Coast of Bursa, Turkey: A Wind Power Plant Feasibility Study for Gemlik Region, *Journal of Clean Energy Technologies*, Vol:5, No:2, 2017.

▪ **Bildiri**

1. **Akin S.**, Kara Y.A., A Wind Power Plant Feasibility Study for Bursa, Gemlik Region, Turkey, *International Conference on Sustainable Development*, Serbia/BELGRADE, 2015.
2. **Akin S.**, Kara Y.A., An Assessment of Wind Power Potential in Yalova, Turkey: A Case Study of Installation of a Wind Power Plant in Çınarcık Region, *International Conference on Energy Systems (ICES)*, İstanbul/TURKEY, 2015.
3. **Akin S.**, Kara Y.A., An Assessment of Wind Power Potential Along the Coast of Bursa, Turkey: A Wind Power Plant Feasibility Study for Gemlik Region, *5th International Conference on Clean and Green Energy*, Rome / ITALY, 2016.
4. **Akin S.**, Kara Y.A., A Conceptual Design of a Rotary Cup Atomizer and a Fluidized Bed for Dry Granulation of Molten Slag in Iron-Steel Industry, *2nd International Conference on Engineering and Natural Sciences (ICENS)* Sarajevo / BOSNIA and HERZEGOVINA, 2016.
5. **Akin S.**, Kara Y.A., A Case Study of Installation of a Wind Power Plant in Sinop Province, Turkey, *2nd International Conference on Engineering and Natural Sciences (ICENS)*, Sarajevo / BOSNIA and HERZEGOVINA, 2016.

ÖDÜLLERİ

1. Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Bölüm Birinciliği, 2013.
2. MMO Endüstri Mühendisliği Bitirme Projesi Yarışması İkincilik Ödülü, Bursa, 2013.
3. TOFAŞ Otomotiv Şirketi Başarı Bursu, 2009-2013.
4. Durmazlar Makine Yurtdışı Teknik Gezi Bursu, Almanya, 2013.
5. TÜBİTAK 2210-C Öncelikli Alanlara Yönelik Yurt İçi Yüksek Lisans Bursu, 2015-2016.
6. Milli Eğitim Bakanlığı Yurtdışı Doktora Bursu (YLSY), 2015.