

T.C.
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

REKÜPERATÖR (EŞANJÖR) MEKANİZMASI TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

RIZA CAN GİRGİNER

TEZ DANIŞMANI
DOÇ. DR. AHMET FEVZİ SAVAŞ

BİLECİK, 2022

10471659

T.C.
BİLECİK SEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

REKÜPERATÖR (EŞANJÖR) MEKANİZMASI TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

RIZA CAN GİRGİNER

TEZ DANIŞMANI
DOÇ. DR. AHMET FEVZİ SAVAŞ

BİLECİK, 2022

10471659

BEYAN

Rekuperatör (Eşanjör) Mekanizması Tasarımı adlı yüksek lisans/doktora/sanatta yeterlik tezi/dönem projesinin hazırlık ve yazımı sırasında bilimsel araştırma ve etik kurallarına uyduğumu, başkalarının eserlerinden yararlandığım bölümlerde bilimsel kurallara uygun olarak atıfta bulunduğumu, kullandığım verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı, tezin herhangi bir kısmının Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunulmadığını, aksinin tespit edileceği muhtemel durumlarda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Bu çalışmanın, Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP), TÜBİTAK veya benzeri kuruluşlarca desteklenmesi durumunda; projenin ve destekleyen kurumun adı proje numarası ile birlikte, ETİK KURUL onayı alınması durumunda ise ETİK KURUL tarih karar ve sayı bilgilerinin beyan edilmesi gerekmektedir.	
DESTEK ALINMIŞTIR	DESTEK ALINMAMIŞTIR ☒
Destek alındı ise;	
Destekleyen kurum;	
Desteğin Türü	Proje Numarası
1- BAP (Bilimsel Araştırma Projesi)	
2- TÜBİTAK	
Diğer;.....	
ETİK KURUL onayı var ise;	
ETİK KURUL karar tarih/sayı:	/.....

Rıza Can GİRGINER

23/06/2022

ÖN SÖZ

Çalışmalarım süresince hiçbir desteğini esirgemeyen aileme; fikirlerinden, araştırmacı kişiliğinden ve tecrübesinden yararlandığım değerli hocam Doç. Dr. Ahmet Fevzi Savaş'a; Tez süreci boyunca verdikleri destekler adına Bestherm İklimlendirme şirketine teşekkürlerimi borç bilirim.

Rıza Can GİRGİNER

2022



ÖZET

REKÜPERATÖR (EŞANJÖR) MEKANİZMASI TASARIMI

Bu çalışmada Hermetik kombilerde açığa çıkan yanmış gazı kullanmak üzere bir reküperatör tasarlanmıştır. Sayısal analizler ANSYS programı üzerinden gerçekleştirilmiştir. Reküperatör kendi içerisinde iki adet giriş ve iki adet çıkış olacak şekilde tasarlanmıştır. Bu sistem bir adet sıcak atık gaz (giriş), bir adet soğuk kullanım suyu (giriş), bir adet sıcak atık gaz (çıkış) ve bir adet sıcak kullanım suyu (çıkış) olacak şekilde dizayn edilmiştir. Yapılan tasarımda ısı transfer etkileri de göz önünde bulundurularak malzeme seçimi yapılmıştır. Reküperatör içerisinde 22 adet plaka mevcut olup bu plakalar alüminyum malzemeden yapılmıştır. Sistem kapalı sistem olarak tasarlanıp dış kısmına bir plastik malzemeden kılıf yapılması ön görülmüştür. Bu sayede ısı kayıplarının daha fazla azaltılması amaçlanmıştır. Yapılan tasarım sayesinde atık gaz ile kullanım suyunun ön ısıtması gerçekleştirilecektir. Sayısal analiz sonuçlarına göre, yapılan tasarımla sıcak atık gazdan kullanım suyuna doğru transfer edilen ısı miktarı artmış olup kullanım suyunun ortalama sıcaklığının 5°C kadar yükseldiği tespit edilmiştir. Ayrıca gaz tüketiminde %4 oranında iyileşme sağlanmıştır. Çalışma sırasında plaka sayıları da arttırılmış ve plaka sayısının artırılması ile kullanım suyunun sıcaklığının doğru orantılı şekilde arttığı görülmüştür. Plakalar arası mesafe değiştiğinde ise kullanım suyunun sıcaklık değerinin ters orantılı şekilde azaldığı saptanmıştır. Yapılan tasarımın hem kullanıcıya enerji tasarrufu sağlayacağı hem de Türkiye ekonomisine katkıda bulunacağı düşünülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Hermetik, Reküperatör, Isı Transferi, Atık Gaz, Plakalı Eşanjör.

ABSTRACT

RECUPERATOR (HEAT EXCHANGER) MECHANISM DESIGN

In this study a recuperator has been designed to use the burnt gas released in Hermetic combi boilers. Numerical analysis has been carried out through the ANSYS program. The recuperator has been designed to have two inputs and two outputs. This system is designed to have one hot waste gas (inlet), one cold domestic water (inlet), one hot waste gas (outlet), and one hot domestic water (outlet). There are 22 plates in the recuperator, and these plates are made of aluminum material. The system is designed as a closed system, and a plastic sheath is provided on the outside. In this way, it is aimed to reduce heat losses further. With the design made, the domestic water can be preheated by the waste gas. According to the numerical analysis results based on the design, the amount of heat transferred from the hot waste gas to the domestic water has increased, and it has been determined that the average temperature of the domestic water has increased by 5 °C. In addition, 4% improvement has been achieved in gas consumption. During the study, the number of plates was also increased, and it was observed that the temperature of the domestic water increased in direct proportion by increasing the number of plates. When the distance between the plates changes, it has been determined that the temperature value of the domestic water decreases inversely. It is thought that the design will both provide energy savings to the user and contribute to the Turkish economy.

Keywords: Hermetic, Recuperator, Heat transfer, Waste Gas, Plate Heat Exchanger.

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖN SÖZ.....	i
ÖZET	ii
ABSTRACT	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
TABLolar LİSTESİ.....	vii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	viii
GRAFİKLER LİSTESİ	x
KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ	xi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMALARI	3
3. KOMBİ NEDİR?	9
3.1. Bacalı kombiler	9
3.2. Hermetik kombiler nedir?	10
3.2.1. Hermetik kombi özellikleri.....	11
3.3. Yarı yoğuşmalı kombiler	11
3.4. Yoğuşmalı kombiler	12
3.5. Kombilerin çalışma prensibi	13
3.6. Kombilerde kullanılan reküperatif eşanjörler ve yapıları	14
3.7. Plakalı kanatlı eşanjörler	15

3.8. Kanatlı borulu eşanjörler	15
4. REKÜPERATÖR SİSTEMİNDE ANALİZİ GERÇEKLEŞTİRİLEN PARAMETRELER.....	17
4.1. Analiz yapılacak reküperatör tasarımı ve kombi	17
5. ANALİTİK YÖNTEM ÇÖZÜMLEMESİ.....	20
5.1. Analitik çözümlemede kullanılan denklemler	20
5.1.1. Dış akışın analiz edilmesi	21
5.1.2. İç akışın analiz edilmesi	22
5.2. Reküperatörün analitik çözümler aracılığıyla analiz edilmesi	23
5.2.1 İç akış analitik çözümlemesinin hesaplanması.....	25
5.2.2. Dış akışın analitik çözümlemesinin yapılması	26
5.3. Dairesel 8 borulu reküperatörün analitik olarak analizinin yapılması	28
5.3.1. İç akış analizi.....	28
5.3.2. Dış akış analizi	30
5.4. Faz değişimi ve yoğuşma için hesaplamaların yapılması	32
5.4.1. Hava İçin Özgül ve Bağlı Nem	33
5.5. Kanatçık Sayısının Artırılması ve Analitik Çözümlemesinin Edilmesi	35
5.6. Sayısal Çözümleme Yöntemi ve Kullanılması	35
5.7. Dairesel Borulu 22 Kanatlı Reküperatörün Sayısal Çözümlemesi	37
5.7.1. Mesh (Ağ) Yapısının Oluşturulması	38
5.7.2. Sınır Şartlarının Tanımlanması	40

5.7.3. Sayısal Analizin Çözümlemesi.....	44
5.8. Sayısal Analiz Çözümlemelerinin Sonuçlarının Karşılaştırılması	45
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	48
KAYNAKÇA	50



TABLÖLER LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 5.1. Dairesel borulu silindirik üzerinden akış için sabitler.....	22
Tablo 5.2. Tasarımı yapılan eşanjör için akış analizi parametreleri	24
Tablo 5.3. İç akışkana ait termofiziksel özellik parametreleri	25
Tablo 5.4. Dairesel borulu alternatif reküperatörün iç hacim boyutsal parametreleri.....	29
Tablo 5.5. Dairesel borulu alternatif reküperatörün dış hacim boyutsal parametreleri	32
Tablo 5.6. Yanma reaksiyonu sonucu gaz bileşenleri yüzdeleri	36
Tablo 5.7. Ansys fluent sınır şartı tanımlamaları	40
Tablo 5.8. Kullanım suyu sıcaklığı.....	45
Tablo 5.9. Gaz tüketim oranı	46

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Bacalı kombiler.....	10
Şekil 3.2. Hermetik kombiler.....	10
Şekil 3.3. Hermetik kombiler.....	11
Şekil 3.4. Yarı yoğuşmalı kombiler	12
Şekil 3.5. Yoğuşmalı kombiler	13
Şekil 3.6. Yoğuşmalı kombiler	14
Şekil 3.7. Kanatlı boru ısı değıştirici.....	15
Şekil 4.1. Reküperatör tasarımı.....	17
Şekil 4.2. Bağlantı elemanları dahil reküperatör tasarımı.....	17
Şekil 4.3. Reküperatör Tasarımı	18
Şekil 4.4. Reküperatör dahil kombi ve bileşenleri	19
Şekil 5.1. Reküperatör tasarımı.....	23
Şekil 5.2. Örnek daire geometri yapısı.....	28
Şekil 5.3. Reküperatör tasarımı kompleksinin dış hacim modeli	38
Şekil 5.4. Mesh dağılımı	38
Şekil 5.5. Reküperatör tasarımı kompleksinin iç hacim modeli	39
Şekil 5.6. Mesh dağılımı	39
Şekil 5.7. Mesh dağılımı	39
Şekil 5.8. Akışkan tanımlamaları.....	40

Şekil 5.9. Hava hacmi için akışkan tanımlaması	40
Şekil 5.10. Geri dönüş suyu için akışkan tanımlaması	41
Şekil 5.11. Geri dönüş suyu için sınır şartları	42
Şekil 5.12. Geri dönüş suyu için sınır şartları	42
Şekil 5.13. Atık baca gazı için sınır şartları	43
Şekil 5.14. Atık baca gazı için sınır şartları	44
Şekil 5.15. Sayısal Çözümleme.....	44
Şekil 5.16. Kullanım Suyu	46
Şekil 5.17. Kullanım Suyu	47

GRAFİKLER LİSTESİ

Sayfa

Grafik 5.9. Kullanım suyu..... 46

Grafik 5.10. Gaz tüketim oranı 47



KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ

A_{toplam} : Toplam ısı transfer yüzey alanı (m^2)

ΔT_m : Logaritmik sıcaklık farkı (K)

C_d : Boru dış yüzey çevresi (m)

C_i : Boru iç yüzey çevresi (m)

CO: Karbonmonoksit

CO₂: Karbondioksit

c_{pgaz} : Baca gazı özgül ısısı ($kJ/kg^\circ C$)

c_{psu} : Su özgül ısısı ($kJ/kg^\circ C$)

D_{hd} : Boru dış yüzey hidrolik çap (m)

D_{hi} : Boru iç yüzey hidrolik çap (m)

ERP: Energy Related Products, Ürün Enerji Verimliliği deklarasyonu

F: Çapraz akışlı ısı değiştiricileri için düzeltme faktörü

H₂O(g): Su buharı

h_d : Dış akış için taşınım ile olan ısı transfer katsayısı (W/m^2K)

h_i : İç akış için taşınım ile olan ısı transfer katsayısı (W/m^2K)

kW: Kilowatt

L: Boru uzunluğu (m)

L_y : Yoğuşma ısısı (kJ/kg)

M: Dinamik viskozite (kg/ms)

$\dot{m}_{gaz}$: Baca gazı kütleli debisi (kg/s)

$\dot{m}_{su}$: Su kütleli debisi (kg/s)

η : Verim

N₂: Azot

Nu: Nusselt sayısı

P: Dış ortam basıncı (kPa)

P: Etkenlik

pH: Hidrojen iyonu (H^+) ile hidroksil iyonu (OH^-) derişimleri oranı

ppm: Parts per million

Pr: Prandtl sayısı

P_v: Belirli sıcaklıkta olan havanın doyma basıncı (kPa)

Q: Toplam ısı güç (W)

R: Kapasite oranı

Re: Reynolds sayısı

R_f: Kirlilik direnci

T_{mo}: Suyun eşanjör giriş ve çıkış ortalama sıcaklığı ($^{\circ}C$)

T_{ms}: Baca gazının eşanjör giriş ve çıkış ortalama sıcaklığı ($^{\circ}C$)

TSE: Türk Standartları Enstitüsü

u: Akışkanın x eksenı doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)

U: Toplam ısı transfer katsayısı (W/m^2K)

v: Akışkanın y eksenı doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)

w: Akışkanın z eksenı doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)

W: Watt

ν: Kinematik viskozite (m^2/s)

ρ: Yoğunluk (kg/m^3)

Φ: Bağlı nem (%)

w: Özgöl nem ($kg_{subuharı}/kg_{hava}$)

1. GİRİŞ

Küresel dünya ekonomisinin enerji ihtiyaçları, teknolojinin ilerlemesiyle birlikte doğru orantılı olarak artış göstermektedir. Günümüzde kullanılan enerji kaynaklarının tüketimi günden güne hızlı bir şekilde artış göstermektedir. Gezegenimizde sınırlı bulunan ancak yoğun olarak kullanılan kaynaklardan olan fosil yakıtların tükenmesiyle ciddi bir enerji açığı riski ön görülmektedir. Bu riskin önüne geçmek adına bilim insanları fosil yakıtların yerini alabilecek ve yenilenebilir enerji kaynağı olarak kullanılacak kaynaklar için kaynak değerlendirilmelerine ve hali hazırda kullanılmakta olan sınırlı ve yenilenebilir enerji kaynaklarının daha verimli kullanım yöntemlerine yönelik araştırmalar yürütmektedir. Günümüz dünyasında yaşanan ve ön görülemez bir hıza sahip olan küresel teknolojik gelişmeler, gezegenin sahip olduğu doğal kaynakların, gereksiz ve yoğun tüketimine olumsuz yönden etki etmektedir. Enerjiyi ucuz şekilde mal etmek kadar, kullanım alanlarının yönelimleri, gezegenin yaşam koşullarına ve insan sağlığı açısından bir tehlike veya risk teşkil etmeyecek şekilde enerjinin sağlanması, sürdürülebilirliği sağlayan farklı bakış açıları ve anlayışları kazanmak adına kaçınılmaz olmuştur. Bu noktada enerji, bir ülkenin birçok alanda kalkınabilmesi için önemli bir role sahiptir.

Bu gelişim birlikteliğinde enerji tasarrufunda yeni çözümlerin ortaya çıkması ve bu alandaki çalışmaları yürüten insanların rekabeti sonucu bu konudaki teşvik bir yana insanların gündelik yaşamlarını kolaylaştırıcı birçok yeni ürün günümüzde sürekli ve yenilikçi olarak kullanıma sunulmaktadır. Isıl uygulama alanları insanlara sürekli olarak farklı alanlar içerisinde hizmet eden bir sektör olarak tanımlanabilir ve enerji ihtiyacı konusunda büyük önem arz etmektedir. Bu uygulama alanlarında geniş bir kullanım yelpazesine sahip olan ürünlerden bir tanesi de ısı değiştiriciler yani eşanjörlerdir. Bundan dolayı eşanjörlerin optimum çalışma tasarımları, kullanıldıkları sistemin verimini doğrudan etkilediğinden bu sistemlerin verim performansı parametresi üzerinde doğrudan büyük bir paydada önem arz etmektedir (Dal, 2007).

Çoğunlukla ısı transferi (ısı alan ve ısı veren) gerçekleşen akışkan sistemleri sürekli bir hareket sirkülasyonu içerisindedir. Bu hareket sirkülasyonu sırasında ısı transferi de gerçekleşmektedir. Isı alan akışkanın sıcaklık parametresi değeri artarken, ısı veren akışkanın sıcaklık parametresi değeri düşmektedir. Genel olarak eşanjörlerin içerisindeki ısı transferini gerçekleştiren akışkanlar, birbirleriyle karışmaması sağlanacak yöntemle iletişimin gerçekleştirildiği ve metal türevi malzemelerin tercih edildiği bir ara katman veya yüzey ile iki

akışkan birbirinden ayrılmaktadır. Bu tip görev gören eşanjörler reküperatif olarak da bilinirler (Dalaoğlu ve Ayhan, 2009).

Reküperatif ısı değiştirici uygulama alanlarından bir tanesi, kombilerdeki atık baca gazının ısısının sisteme geri kazandırılarak ısı enerjisinin değerlendirilmesi ve atık baca gazının sıcaklığının bu sayede düşürülmesi amacıyla sistem elemanı olarak görev almasıdır. Kombilerde meydana gelen yanma reaksiyonu sonucunda ortaya çıkan ısı enerjisinin kullanım suyuna aktarımı, yanma reaksiyonunun meydana geldiği yanma odasının üzerinde konumlandırılan bir ısı değiştirici tarafından yapılmaktadır. Yanma reaksiyonu sonucu açığa çıkan enerjinin tamamı suya aktarılamamakta ve bu kullanımı sağlanamayan enerjinin büyük bir kısmı baca tarafından yüksek sıcaklıklarda atmosfere atık baca gazı olarak çıkış yapmaktadır. Baca tarafında yaşanan bu kaybı avantaj olarak geri kazanmak için ve atık baca gazının çıkış sıcaklığını düşürmek amacıyla kompakt reküperatif eşanjörlerini baca gazının çıkış sağladığı konuma yerleştirerek atık baca gazının içinde bulunan gaz fazındaki akışkan su moleküllerinin gizli ve duyulur ısı enerjilerini geri dönüş (kullanım) suyuna tekrar kazandırmayı hedeflemektedir. Bu sayede kombi sisteminin verimi önemli oranda artış sağlamakta ve kayıplar azaltılmaktadır (Çelik,2016)

Reküperatif eylemlerin gerçekleştirilmesinde görevli olan kompakt yapıdaki ısı değiştiricilerinin ısı verimliliği yüzdesi ısı değiştiricilerinin geometrik yapılarına bağlı olarak farklılık göstermektedir. En önemli hususlardan bir tanesi de boru geçiş sayısından dolayı yaşanan basınç kaybının kontrollü olarak arttırılmasıdır. Bunun yanı sıra boru ve kanatçıkların geometrik form tasarımları ve eğim açıları eşanjörün ısı transferi performansı üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir. (Genceli, 1999)

Yapılan tez çalışmasının nihai amacı, aynı dairesel form ve geçiş sayısına sahip borulardaki kanatçık sayısının arttırılması ile eşanjörün ısı transferi verimi ve performansına olan etkilerinin gözlemlenmesidir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMALARI

Hemin Hu (2021) ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, Brayton çevriminde reküperatörün termodinamik parametre gelişim sürecini inceleyerek tek boyutlu bir dinamik model oluşturmuşlardır. Burada CO₂'nin fiziksel özellikleri ile sıcaklığı / basıncı ve dağılımı akış yönü boyunca termodinamik parametre alanlarının zamanla değişimini hesaplamışlardır. ısı transfer katsayısı gibi termodinamik parametreler, özellikle soğuk uca yakın akış yönü boyunca şiddetli bir şekilde değiştiği durumunu saptamışlardır. Üretim yük oranı kademeli olarak %100'den %50'ye düştüğünde, reküperatördeki termodinamik parametrelerin dinamik tepki sürecini hesaplamışlardır. Farklı üretim yükleri altında sıcak / soğuk akışkan sıcaklık eğrileri arasında bir kesişme olduğu bulunmuştur. Reküperatör çıkışlarındaki soğuk ve sıcak sıvıların sıcaklık değişim aralıkları sırasıyla 730.64 K –778.82 K ve 386.52 K –384.79 K olarak verilmiştir. (Hemin Hu vd.,2021)

Hussam (2018) ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, endüstriyel atık ısı, endüstriyel proseslerde üretilen, pratik kullanıma sokulmayan ve kaybolan, israf edilen ve çevreye atılan enerjinin kullanılmasına yönelik bir çalışma yapmışlardır. Atık ısının geri kazanılması, değerli enerji kaynakları sağlamak ve genel enerji tüketimini azaltmak için çeşitli atık ısı geri kazanım teknolojileri aracılığıyla gerçekleştirilebileceği vurgulanmıştır.Yapılan araştırmada, reküperatör, rejeneratör gibi yaygın olarak kullanılan teknolojilerin, fırın rejeneratörleri ve döner rejeneratörler veya ısı çarkları, pasif hava ön ısıtıcıları, rejeneratif ve reküperatif brülörler, plakalı ısı eşanjörleri ve ekonomizörler ile atık ısı gibi ünitelerin çalışması ve performansı üzerine yapılmaktadır. Doğrudan temaslı yoğuşma geri kazanımı, dolaylı temaslı yoğuşma geri kazanımı, taşıma membran yoğuşması ve ısı pompaları, ısı geri kazanım buhar jeneratörleri, ısı boru sistemleri, Kalina döngüsü dahil Organik Rankine döngüleri gibi ünitelerin kullanılması gibi teknikler dikkate alınır. Ayrıca, termoelektrik, piezoelektrik, termiyonik ve termo fotovoltaiik güç üretim teknikleri gibi doğrudan ısının güç dönüşümüne yönelik yeni ortaya çıkan teknolojilerin kullanımları da araştırılmakta ve gözden geçirilmektedir. Bu bağlamda, tüm teknolojilerin işlevselliği ve her tekniğin kullanımları, avantaj ve dezavantajlarına göre değerlendirilir ve açıklanır. (Hussam vd.,2018)

Shang (2017) ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, gazla çalışan bir kazanın baca gazından ısının geri kazanılması hem kazan verimliliğini artırabilir hem de kirletici emisyonları azalttığını belirlemişlerdir. Gazla çalışan kazanın verimini daha uygun maliyetli bir şekilde verimli bir şekilde iyileştirmek için, baca gazından ısının geri kazanılması, havanın oksitleyici havasının ısıtılması ve nemlendirilmesinde kullanılmak üzere temassız bir toplam ısı geri

kazanım (NCHR) sistemi üzerinde çalışmışlardır. NCHR sistemine sahip bir kazanın matematiksel bir modeli oluşturulmuş ve NCHR sisteminin performansı diğer ısı geri kazanım sistemleri ile karşılaştırılmıştır. NCHR sistemli bir kazanın verimliliğinin, geleneksel bir kazanın veriminden %13,4 daha yüksek olan 0°C giriş oksitleyici hava sıcaklığı için %103,4'e ulaşabildiği gösterilmiştir. Vaka çalışmasına göre, NCHR sistemli bir kazanın enerji tasarrufu potansiyeli, geleneksel bir kazana kıyasla %12,97'dir. Ekonomik analize gelince, NCHR sistemli bir kazanın geleneksel kazana ve yoğunmalı kazana geri ödeme süresi sırasıyla 1 yıl ve 3 yıldır. Ek olarak, bir NCHR sisteminin işletme maliyeti, ısı geri kazanımı (AHPB) sistemi için soğurmalı ısı pompasına sahip bir kazanınkinden daha düşüktür ve bu da NCHR sisteminin bariz ekonomik faydaları olduğunu gösterdiği bilgisini kanıtlamışlardır (Shang vd, 2017).

T.Yılmaz (2015) yapmış olduğu çalışmada, doğal gazlı ısıtma cihazlarında atık gazdan enerji kazanımı sağlayarak plakalı reküperatör çalışması gerçekleştirmiştir. Yapmış olduğu bu kapasamlı çalışmada reküperatör içerisinde bulunan ısı değiştiricilerin akış yönü ve verimini dikkate alarak yeni simülasyonlar oluşturmuştur. Yaptığı çalışma sonucunda %8 oranında verim sağladığı görülmüştür (Yılmaz.,2015).

H. Aras (1991) yapmış olduğu çalışmada doğalgaz ile çalışan sistemlerdeki atık sıcak gazın kullanılarak belirli derecelerdeki sıcak su elde etmeyi amaçlamıştır. Bu çalışmada ayrıca ısı kazanım hesabı da yapılmıştır. Yapılan çalışma sırasında %78 olan atık ısı kaybını %30 indirecek şekilde tasarım gerçekleştirilmiştir (Aras.,1991).

M. Özkaymak (2014) ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada bacalardan çıkan atık sıcak gazların kullanılması ile jeneratörlerde elektrik üretiminin sağlanmasını deneysel olarak araştırmışlardır. Bu çalışmada, termoelektrik jeneratörler kullanılarak bir deney seti oluşturulmuş, jeneratörün sıcak tutulması gereken yüzeyi soba borusunda üretilen atık gaz tarafından ısıtılarak ve soğuk olan yüzeyi üzerinden su geçirilip soğutulurken sıcaklık farkı ile elektrik üretimi sağlanmıştır. Soğutma suyu debisi değiştirilerek yapılan deneylerde elektrik üretimi doğru orantılı olarak arttığı gözlemlenmiştir. (Özkaynak vd.,2014)

L. Uysal (2019) yapmış olduğu çalışmada, endüstriyel boyahane tesislerinde baca gazı atık ısısının geri kazanım ile bir çalışma gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada otomotiv sektöründe hizmet veren bir fabrikada enerji verimliliğini arttırmak için boya kurutma fırını atık ısısından yararlanarak sıcak su eldesi için bir ekonomizer sistemi tasarlanmış olup uygulaması yapılarak sonuçları ve faydaları değerlendirilmiştir. Sonuçlara bakıldığında atık ısı geri kazanımı uygulamasının yapılmasına karar verildikten sonra, ısı değiştirici tiplerinden ekonomizerin

kullanılması, ilk yatırım maliyetinin düşük olması ve amortisman süresinin buna bağlı olarak kısa olmasından dolayı daha uygun olacaktır (Uysal.,2019).

Variyenli (2018) yapmış olduğu çalışmada, gaz yakıcı cihazlardaki atık ısı enerjisinden faydalanmak amacı ile bir termoelektrik baca sistemi tasarlanmış ve sistemin teorik analizi yapılmıştır. Tasarlanan sistem; hermetik kombilerdeki atık ısı enerjisinden elektrik enerjisi elde edilmesinde kullanılacaktır. Kalorifer konumunda hesaplamalar -20°C ile $+20^{\circ}\text{C}$ dış hava sıcaklıkları arasında 5°C 'lik değişimlere göre ve kalorifer suyu sıcaklığı ise 35°C ile 85°C arasında 5°C aralıklarla hesaplanmıştır. Kullanım suyu konumunda ise, dış hava sıcaklığı ise -20°C ile 35°C arasında 5°C lik değişimlere göre ve kullanım suyu sıcaklığı ise 35°C ile 65°C arasında 5°C aralıklarla hesaplanmıştır. Kalorifer konumunda, en düşük güç değeri dış hava sıcaklığı 20°C ve kalorifer suyu sıcaklığı 35°C 'de iken $57,83\text{ W}$ ve en yüksek güç değeri dış hava sıcaklığı -20°C ve kalorifer suyu sıcaklığı 85°C 'de ise $273,6\text{ W}$ olarak hesaplanmıştır. Kullanım suyu konumunda ise; en düşük güç değeri dış hava sıcaklığı 35°C ve kullanım suyu sıcaklığı 35°C 'de iken $31,19\text{ W}$ ve en yüksek güç değeri dış hava sıcaklığı -20°C ve kullanım suyu sıcaklığı 65°C 'de ise $273,6\text{ W}$ olarak hesaplanmıştır. Dış hava sıcaklığının azalması, kalorifer ve kullanım suyu sıcaklığının artmasına bağlı olarak atık gaz sıcaklığının yükselmesi ile elde edilen güç miktarının arttığı gözlemlenmiştir (Variyenli.,2018)

Çomaklı (2015) yapmış olduğu çalışmada, bölgesel ısıtma sistemindeki doğalgaz yakıtlı kazanlardan çıkan atık baca gazının ekserji analizini yapılmıştır. Bu maksatla, bir bölgesel ısıtma sisteminin gerçek işletme verileri kullanılmıştır. Atık baca gazındaki kayıp ısıdan yararlanmak için ilave bir ısı geri kazanım sistemi planlanmıştır. Bu sistemle ısı merkezine yakın bir binanın ısıtılması amaçlanmıştır. Hesaplamalar sonucunda, kazanlardaki adyabatik yanma sıcaklığı, toplam tersinmezlik oranı ve ekserji verimi sırasıyla, 1846°C , %61, %32,77'dir. Ayrıca ısıtma sisteminin baca gazı ekserji kaybı $868,29\text{ kW}$ ve ekserji kayıp oranı %6,14' dür. Tasarlanan ilave ısı geri kazanım sistemindeki ekonomizerin ekserji verimi %89 ve ekserji yok oluşu $13,4\text{ kW}$ 'tır. Bu sistemdeki dağıtım borularındaki ekserji kaybı $3,35\text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır. Bu ek sistem uygulanırsa, baca gazı ekserji kaybının %3,38'i geri kazanılabilir (Çomaklı.,2015).

Terhan (2015) yapmış olduğu çalışmada, doğalgazlı bir ısı cihazında gizli ve duyulur enerjinin geri kazanma yöntemlerini ve baca gazında yer alan su buharı olayını incelemiştir. Kullanılan ekonomizerde çeşitli alternatiflerle enerji ve ekserji analizleri araştırılmıştır. Sonuç olarak 80 m² alana sahip bir paslanamaz kazanda 205.176€, 3 yılda amorti etmesi görülmüştür (Terhan.,2015).

Kocabaş (2018) yapmış olduğu çalışmada, ısı değıştirici kullanarak havadan havaya geri kazanımlı bir cihaz çalışması yapmıştır. İç ortamı egzoz gazı ile dış ortam berrak havası birbirinine temas etmeden plakalar arası geçilerek enerji tasarrufu sağlamıştır. Ayrıca yaptığı deneylerde Takuci deney tasarım yöntemini kullanarak değışik parametreler incelemiştir. Sonuç olarak yaptığı analizlerle tüm ısı değıştirici deneylerinde taze hava sıcaklığı 0°C hızını 1 m/s , egzoz sıcaklığını 40°C olduğunu tespit etmiştir (Kocabaş.,2018).

Kaya (2003) yapmış olduğu çalışmada, B, Tüpraş İzmit Rafinerisi Proses Atık Buharı Isı Enerjisinin geri kazanılması incelenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda ortalama 25 000 kg/h buharın (350 kPa basınç ve 428.16 K sıcaklıkta) atmosfere atıldığı hesaplanmıştır. Bu atık buhar, rafineride çeşitli amaçlarla kullanılan fırınların yanma havasının ısıtılmasında kullanılması düşünülmüştür. Bu amaçla dizaynı devam eden Plant- 10 ünitesi 1 OF- 104 A fırını ve ön ısıtıcısı olmayan Plant-36 ünitesi fırınlarına ön ısıtıcı tesis edilmesi ile toplam 14911 kg/h atık buhar kullanılacak ve yıllık 1.93.570 TL enerji ekonomisi sağlanacaktır (Kaya.,2003).

Madan (2014) yapmış olduğu çalışmada, yoğun enerji tüketen endüstri kollarından biri olan seramik sektöründe, bir vitrifiye seramik fırınında enerji verimliliğini arttırmak için fırın atık ısısından yararlanarak, sıcak su eldesi için bir ekonomizer tasarlamış ve uygulamasını yaparak sonuçları ve faydaları değerlendirilmiştir. Çalışmada işletmede bulunan 7 adet seramik tünel fırının baca gazlarından toplam 3.509 kW/h'lik enerji geri kazanımı sağlamış olup tasarım faaliyete girdiğinde yıllık doğalgaz tasarrufu 2.513.305m³ olarak hesaplanmıştır (Madan.,2014).

Şahan (2003) yapmış olduğu çalışmada, ısıtma ve havalandırma sistemlerinde plakalı ısı geri kazanım eşanjörü ile yapılabilecek uygulamaların incelenmesi, havadan havaya plakalı eşanjörler kullanıldığında ki durumu görmek üzerine bir konu çalışmıştır (Şahan.,2003).

Terhan (2015) ve arkadaşı yapmış oldukları çalışmada, atık baca gazından ısı geri kazanımı için bir sistem tasarlanmıştır. Geri kazanılan bu ısı, kazan yakma havasının ön ısıtılması için kullanımı düşünülmüştür. Bu sebeple, 60 MW'lık bir bölgesel ısıtma sisteminin gerçek işletme verileri kullanılmıştır. Sistemin tasarım hesapları ve ekonomik analizi

yapılmıştır. Hesaplamalar bu sistemin baca gazından ısı geri kazanım potansiyelinin %1,3'e erişebileceğini göstermektedir. Sistemin geri ödeme süresi 5 ay olarak hesaplanmıştır. Sistemin 20 yıllık ekonomik ömrü boyunca sağlayacağı yakıt tasarrufu, net şimdiki değer metodu ile 1.523.208,85 TL olarak bulmuşlardır (Terhan vd.,2015)

Durmaz (2007) yapmış olduğu çalışmada, B kanat geometrisi aynı özellikte olan farklı iki ısı değiştiricisindeki atık ısı kazanmayı hesaplamıştır. İncelenen sistem geometrik özellikleri birbirinin aynı, farklı hava giriş sıcaklıklarındaki iki kanatlı yüzeyli (serpantin tip) ısı değiştiricisinin bir pompa yardımıyla sirküle edilen akışkanla birleştirilmesinden oluşturmuştur. Visual Basic. Programın da yazılan ısıtma ve soğutma programları tek bir program halinde ısı geri kazanım sisteminin ısı hesabını iterasyonlarla yaptığından deneme yanılma yapmaya gerek duymadan giriş değerleriyle kısa zamanda sonuç verdiği görülmüştü Böylece zamandan tasarruf sağlanacak ve kullanıcının başarılı sistem tasarımı için bir aracı olduğu saptanmıştır (Durmaz.,2007).

Kapar (2015) ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, kombilerin ısı performansında ve enerji verimliliği üzerinde, yanma ünitelerinin içerisinde kullanılan ısı değiştiricileri önemli bir rol oynadığını görmüşlerdir. ERP (Energy Related Products, Enerji İlişkili Ürünler) regülasyonlarına uygun kombilerin üretilebilmesi için ısı değiştirici tasarım parametrelerinin ısı değiştirici kapasitesi üzerindeki etkilerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu etkilerin belirlenmesi sırasında, kombinin yanma ünitesi içerisindeki ısıl sistemin doğru bir şekilde sayısal olarak modellenmesi, tasarım sürecini zaman ve maliyet açısından iyileştirecektir. Bu çalışmada, hermetik bir kombiye ait ısı değiştiricisinde belirlenen tasarım parametrelerinin kapasiteye etkisi ANSYS programı kullanılarak sayısal olarak incelenmişlerdir. Sonuç olarak bu çalışmada, belirlenen tasarım parametrelerinin ısı değiştirici kapasitesi üzerine olan etkileri ayrı ayrı incelenmiş olup parametrelerin verimi arttırdığını belirlemiştir (Kapar vd.,2015).

Karanfil (2020) ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, atık baca gazı ısıısının bir kısmının geri kazanılmasının kazanların verimini artırdığı ve yakıt tasarrufu sağladığı üzerine çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmalarında, bir merkezi ısıtma tesisinde sıcak su kazanı bacasından çıkan atık ısıının geri kazanılma potansiyeli seçilmiş bir üniversite tercih etmişlerdir. Üniversitede bulunan merkezi ısıtma sisteminin altı aylık enerji kayıplarını hesaplamışlardır. Hesaplama sonucunda atık ısıının geri kazanılmasının bir reküperatör vasıtasıyla yanma havası ön ısıtıcısıdır. Yılda 53.768 m³ doğalgaz tasarrufu olduğu belirtildi (44,86 / yıl) önerilen sistem ile elde edildiği saptanmıştır (Karanfil vd.,2020).

Arslan (2012) yapmış olduğu çalışmada, Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinde İç Yüzeyi Yivli Boru Kullanımının Isı Geçişine Etkisi üzerine bir araştırma gerçekleştirmiştir. Bire bir koşullar altında aynı geometrik boyutlara sahip iki ısı değiştiricisi ele almıştır. İlkinde iç yüzeyi düz, ikincisinde ise iç yüzeyi sarmal yivli boruların kullanıldığı bu ısı değiştiricileri için yapılan ϵ -NTU yöntemi kullanarak yapılan ısı analiz sonuçları detaylı olarak incelemiştir. Isı değiştiricisinin dış kısmından hava, iç kısmından ise suyun aktığı uygulamada ısı geçişini düşük ısı taşıyım katsayısına sahip akışkan karakterize etmektedir. Fakat yüzey alanının artırıldığı uygulamalarda detaylı analiz yapılması gerekmektedir. Bu çalışma da görölmüştür ki su tarafı düşük Reynolds sayısı değerlerinde, boru iç yüzeyinde yivlerin kullanılması ısı geçişini yaklaşık 1.5 kat artırmaktadır. Fakat belli bir Reynolds sayısından sonra i yüzeyde kullanılan yivler ısı geçişinde herhangi bir iyileştirme yapmazken artan basınç kayıpları ile sistem maliyetlerini yükselttiğini saptamıştır (Arslan.,2012).

Okbaz (2020) ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, ısı borulu ısı geri kazanım sisteminin performansını etkileyen faktörleri üzerine araştırma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada ısı borulu ısı geri kazanım sisteminin (IBIGKS) performansı farklı çalışma koşulları için FRİTERM AR-GE Merkezi tarafından geliştirilen “Heat Pipe” yazılımı kullanılarak araştırılmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu bölümleri için üç farklı ısı değiştiricisi modeli kullanılmıştır. Isı değiştiricileri alüminyum malzemeli dalgalı kanatlı ve bakır malzemeli yivli boru tercih etmişlerdir. Farklı çalışma koşulları için 2, 3 ve 4 olmak üzere üç farklı boru sıra sayısı durumunda etkenlik değerleri hesaplanmıştır. IBIGKS etkenliği üzerine en büyük etkiye sahip parametrenin hava giriş hızı olduğu tespit edilmiştir (Okbaz vd.,2022).

Onbaşıoğlu (2017) ve arkadaşları, Bu çalışmada, farklı panjur açılarında ve Reynolds sayılarında panjurlu-kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştirler. Deneylerde akış yapısını incelemek için kapalı döngü bir su tüneline boya ile akış görselleştirme yöntemi kullanılmıştır. Panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı ve hidrolik karakteristiklerini farklı panjur açılarında ve çalışma şartlarında incelemek için ANSYS Fluent yazılımı ile sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, sıcaklık eř düzey eğrileri, akım çizgileri, sürtünme faktörü f, Colburn j faktörü ve bunların oranı olan JF faktörü olarak sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar, en yüksek ısı-hidrolik performansa, panjur açısının 20 derece olduğu durumda ulaşıldığını göstermiştir (Onbaşıoğlu vd.,2017).

3. KOMBİ NEDİR?

İngilizcede kombi boiler veya combi olarak adlandırılmaktadır. Kombi cihazlarının tam açılımı gaz yakıcı cihazlar olarak geçmektedir. (Özçelik, 2012:20)

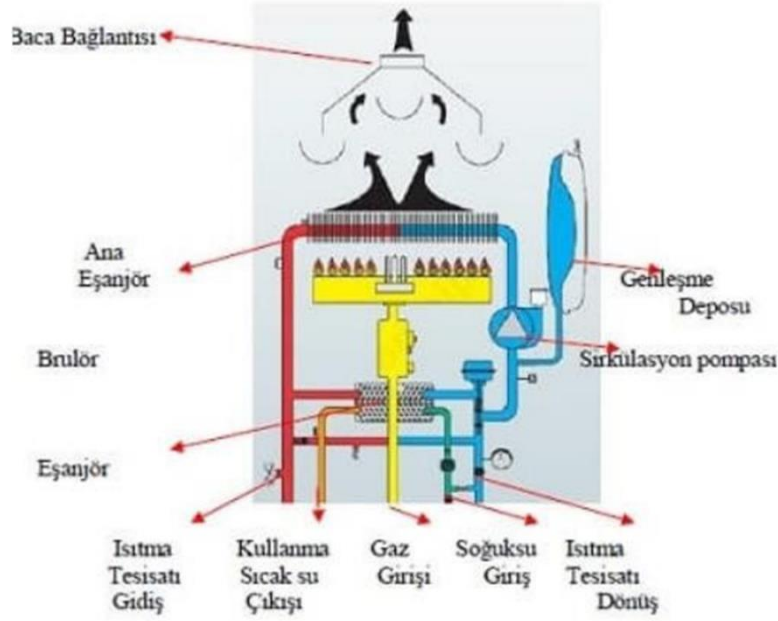
Evlerde kullanım suyu ısıtma ve ev içinde ısıtma alanında kullanılan cihazlardır. Yakıt tipi LPG ve Doğalgaz kullanılmaktadır. Kombiler kendi içerisinde kapasitelere ayrılmakta olup yüksek kapasitelerde birbirine kaskad sistemleri ile bağlanabilmektedir. Bu durum daha çok merkezi ısıtma sistemlerin olduğu binalarda kullanılmaktadır. Genellikle duvar tipi kazan sistemleri olarak isimlendirilirler.

Kombiler baca tiplerine göre 3 gruba ayrılmaktadır. Bunlar şu şekildedir;

- 1- Atmosferik Baca Tipli Kombiler
- 2- Hermetik Baca Tipli Kombiler
- 3-Yarı Yoğuşmalı Baca Tipli Kombiler
- 4-Yoğuşmalı Baca Tipli Kombiler

3.1. Bacalı kombiler

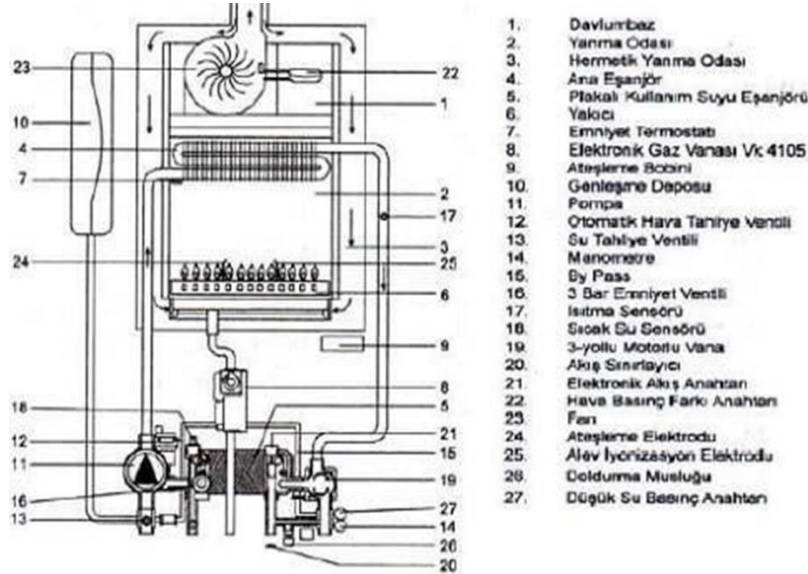
Kombilerin devreye alınma esnasında bir bacaya bağlanması gereken kombilere denilmektedir. Kombiler yanma sırasında ihtiyaç duyulan oksijeni ortamdan alarak, yanma sonucu çıkan atık gazı baca ile atan cihazlardır. Kullanılan bacaların özellikle sızdırmaz olması ve tek bağlantı yapısına sahip olması istenmektedir. Bu ürünlerde çoğunlukla atılmak istenen gaz kendi yüksek sıcaklığı sayesinde yükselerek veya cihaz içerisinde bir fan varsa onun yardımı ile atılmaktadır. Çoğunlukla bu tip cihazlar gaz kaynakları fazla olan ülkelerde bulunmaktadır.



Şekil 3.1. Bacalı Kombiler

3.2. Hermetik kombiler nedir?

Hermetik kombilerde yanması için gerekli olan oksijeni içerisinde bulunan bir fan yardımı yapmaktadır. Bu fan sayesinde aynı zamanda içerisinde yer alan atık gazın atılması da sağlanmaktadır. Yanma sonucu açığa çıkan su buharını direk atmosfere salarak yanma işlemini tamamlamaktadır.



Şekil 3.2. Hermetik Kombiler

3.2.1. Hermetik kombi özellikleri

Hermetik kombilerin özellikleri şu şekildedir;

- İçerideki hava sirkülasyonu fan yardımı ile sağlanmaktadır. Yanma için gerekli olan hava fan ile sağlanmakta iken aynı şekilde açığa çıkan yanmış gaz yine fan yardımı ile atılmaktadır.
- Bu tip kombilerde yanmanın daha verimli gerçekleşmesi için yanma odası kabinin sızdırmazlığına dikkat edilmektedir. Bu sebepten dolayı yanma odası kapalıdır.
- Yanması için gerekli olan havayı fan yardımı ile atmosferden alır.
- Bu tip kombilerde bina bacası kullanmak zorunluğu yoktur.
- Hermetik kombi modelleri dışarıya bakan her bölgede rahatlıkla kullanılabilir.
- Hermetik kombiler iki bölüme ayrılır. Bu ayrım şu şekildedir;

Bunlardan birincisi taze hava alma ve atık gaz bacaları ayrı ayrı olan hermetik kombi, diğeri ise taze hava alma ve atık gaz bacaları iç içe olan hermetik kombi tipidir.

- Bu tip kombiler evlerde rahatlıkla kullanılabilir.



Şekil 3.3. Hermetik Kombi (Alarko Carrier)

3.3. Yarı yoğuşmalı kombiler

Yarı yoğuşmalı kombiler yukarıda bahsedilen hermetik kombiler ile aynı yapı ile çalışmaktadır. Bu cihazları hermetik kombilerden ayıran tek özellik fan çıkışına bir eşanjör yerleştirilerek, çıkan atık gazın sıcaklığından yararlanarak ön ısıtma işlemi yapılmaktadır. Bu sayede yakıttan tasarruf sağlanmaktadır. Burada kullanılan eşanjöre reküperatör olarak

adlandırılmaktadır. Türkiye şu an bu cihazlar ferroli ve Demirdöküm firmalarının cihazlarında yer almaktadır.

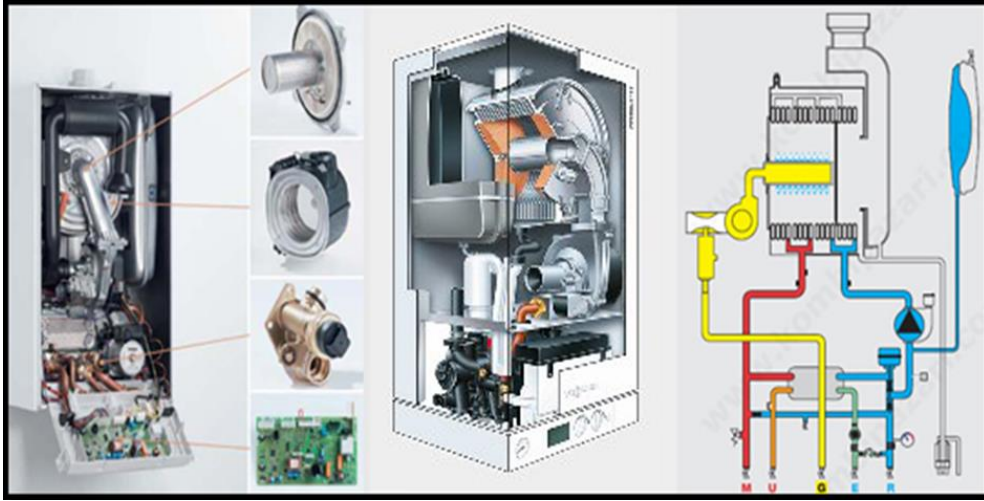


Şekil 3.4. Yarı Yoğuşmalı Kombiler(Ferroli)

3.4. Yoğuşmalı kombiler

Yoğuşmalı kombiler hermetik kombilere göre daha kapalı bir çevirime sahip cihazlardır. Burada açığa yoğuşma suyu tekrardan çevrim içerisine verilmektedir. Yoğuşmalı kombilerde halk arasında bir gazı iki defa yakılarak kullandığını düşünmektedir. Fakat bu durum gerçekleşen tepkime sonucunda açığa çıkan buharın atmosfere atılmadan tekrar kullanılmasıdır. Bu kullanma esnasında buharın sahip olduğu ısı enerjisi kullanılmaktadır.

Hermetik kombilere bakıldığında baca çıkış sıcaklığı 250 °C derecelere çıkarken yoğuşmalı kombilerde ortalama 50 °C aralığındadır. Bu kadar düşük sıcaklığa sahip olması açığa çıkan su buharının tekrardan yoğuşmaya başlamasıdır. Çalışma prensibi olarak baca sıcaklığı ortalama 50 °C civarına düşene kadar bu şekilde çıkan buhar enerjisini kullanmasıdır. Yoğuşmalı kombiler hermetik kombilere oranla %20 kadar daha yüksek verimle ve daha düşük enerji tüketimi ile çalışmaktadır. Bu kombiler aynı zamanda ERP yönetmeliğine uygun cihazlar olup, açığa çıkan emisyon değerleri düşük değerlerdedir.



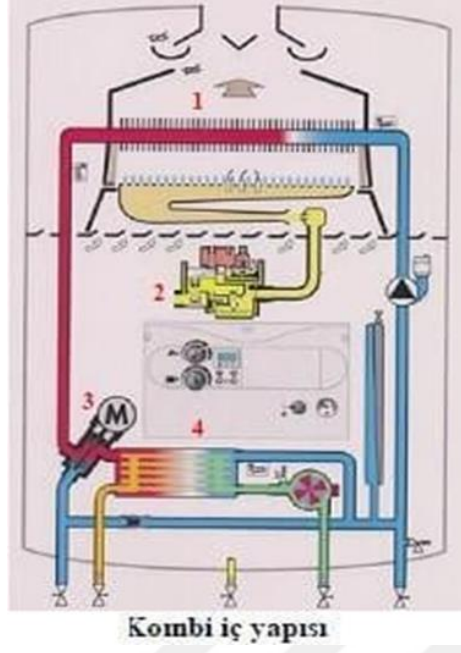
Şekil 3.5. Yoğuşmalı Kombiler

Hermatik kombilerin çalışma verimleri %80 ila %92 arasında değişmekte iken yoğuşmalı kombilerin verimleri %96 arasında çalışmaktadır. Bu hesaplamalar doğrultusunda yoğuşmalı kombilerin diğer standart kombilere göre daha verimli çalıştığının kanıtı olmaktadır.

Ayrıca yoğuşmalı kombilerde kombiden çıkan suyun drenaj hattı ile direk atılması gerekmektedir. Bunun sebebi çıkan suyun asidik özellikte olup çevreye zarar vermektedir.

3.5. Kombilerin çalışma prensibi

Çift eşanjörlü sistem çalışmaya başladığında su tesisatından su alarak aktif hale gelmektedir. İlk olarak pompa çalışmaya başlar ve karttan aldığı sinyal ile fan devreye girmektedir. Gaz valfi kendini aktif ederek (2 numaralı parça) brülöre gaz akışı sağlanır 3 yollu vana – motorlu vana-(3 numaralı parça) ısıtma eşanjöründen (1 numaralı parça) çıkan suyu ısıtma devresine yönlendirir. Isıtma devresine giren su radyatörlerde dolaşır, sıcaklığı düşmüş olarak kombiye gelir. Kombilerde kullanıcıların yakıt tasarrufu sağlamaları adına yaz ve kış modları yer almaktadır. Bu mod konumu sayesinde 3 yollu vana motoru çalışma dengesi sağlanmaktadır. Şekil 3.6’da kombi iç yapısı görülmektedir.



Şekil 3.6. Yoğuşmalı Kombiler(konbi.co)

3.6. Kombilerde kullanılan reküperatif eşanjörler ve yapıları

Yoğun veya geniş yüzey alına sahip olan aynı zamanda ısı transferini arttırmaya yönelik yapılan içerisinde borular veya plakalar yer alan bir diğer kısımlarında kanatçık yapısında sahip olan cihazlara denilmektedir.

Çoğunlukla gaz kısmındaki ısı transferi ile sıvı tarafındaki gaz transferi kat sayısı değerlerine göre kanatların ısı transferi yüzeyleri belirlenmektedir. Genellikle kanatçık sistemleri daha çok gaz ve akışkanın olduğu yerlerde kullanılmaktadır. Bu tip cihazlara reküperatör olarak adlandırılmaktadır.

Bir reküperatör tasarımı yapıldığında eşanjör boyutların belirlenmesinde toplam yüzey alanının toplam hacme oranı olacak şekilde belirlenmiştir. Yapılan araştırmalara göre bu oran 700'ün üzerinde olması verimliliği %102 arttırdığı saptanmıştır. Aynı zamanda eşanjör içerisinde basınç kayıpları da yer almaktadır. Bu durumu önlemek adına eşanjörün tasarım aşamasında kullanım yeri dikkate alınarak yaratılmalıdır.

Genellikle reküperatör eşanjörler kendi içerisinde 2'ye ayrılmakta olup, bunlar şu şekildedir;

1. Plakalı Kanatlı Eşanjörler
2. Kanatlı Borulu Eşanjörler

olarak adlandırılır.

3.7. Plakalı kanatlı eşanjörler

Bu tip eşanjörlerin kullanıldığı cihaz içerisindeki akışkanın gaz olduğu eşanjörlere denilmektedir. Bu tip eşanjörlerin boyutları Kanatlı Borulu Eşanjörlere göre daha büyüktür. Gaz geçiş miktarının fazla olduğu alanlarda çoğunlukla önceliklidir. Genellikle Türbin Santralleri, Kamyon soğutma sistemleri veya uçak motor soğutma sistemleri, Isı Pompalarının kullanıldığı alanlarla tercih edilmektedir.

Bu tipteki eşanjörlerin üretimi oldukça zor olup, dikkat ve ileri derecede teknoloji içeren üretim tesislerinde yapılmaktadır. Üretim esnasında pres, kaynak, döküm prosesleri içermektedir. Üründe kullanılan kanat yapısı kullanım yerine göre açısız, formlu vb. türde olmaktadır.

3.8. Kanatlı borulu eşanjörler

Bu tip eşanjörler de ısı transferinin gerçekleştiği kesit alanını artırmak amacıyla birden fazla kanattan ve sıralı olarak dizilmiş boru demetinden oluşmaktadır. Kanatlar boruların dış kısmına sıkı geçme, kaynak vb. ile sabitlenerek montajlanmanın yanı sıra boru ile tümleşik olarak da imal edilebilir.

Isıtma sistemlerinden soğutma endüstrisine, seralardan güç santrallerine kadar oldukça geniş bir kullanım yelpazesi bulunmaktadır. Ancak eşanjörlerin kullanılacağı alandaki kullanım sıcaklığı alanına göre değiştiği için tasarım aşamasında kanat ve boruların yapıları itibarıyla oluşturduğu kayıplar göz önüne alınmalıdır. Bu tip eşanjörler kombilerde ise yanma odası üzerinde konumlandırılmaktadır.



Şekil 3.7. Kanatlı Boru Isı Değiştirici

Yüksek verimli olması amacıyla ısı geçiş kat sayısı ve sıcaklık dayanımının yüksek olması sebebiyle alüminyum yerine bakır malzemeden üretilmiştir. Bacadan çıkan atık gazların

ısı enerjisinden faydalanmak amacıyla ilave kanatlı borulu eşanjör kullanılarak sisteme geri dönen suyun sıcaklığı arttırılmaktadır. Bu yeniden toplama, geri kazanım olayına ise reküperasyon, bu prosesleri gerçekleştiren eşanjöre ise reküperatör denmektedir. Bu proses sayesinde baca gazı çıkış sıcaklığı da düşürülmektedir. Yanmış atık gazların içindeki su buharının sıcaklığı düştüğünde buna bağlı olarak yoğunlaşma da meydana gelmektedir.

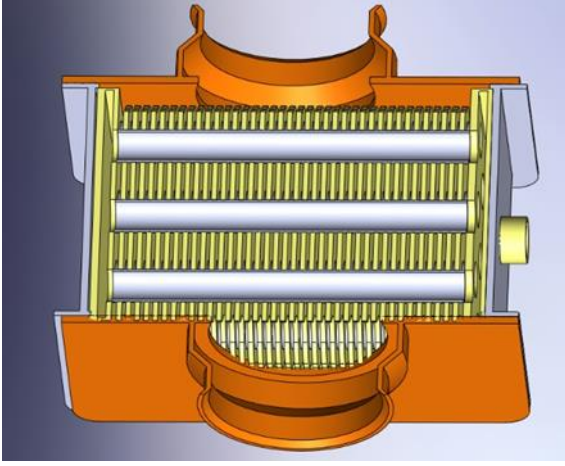


4. REKÜPERATÖR SİSTEMİNDE ANALİZİ GERÇEKLEŞTİRİLEN PARAMETRELER

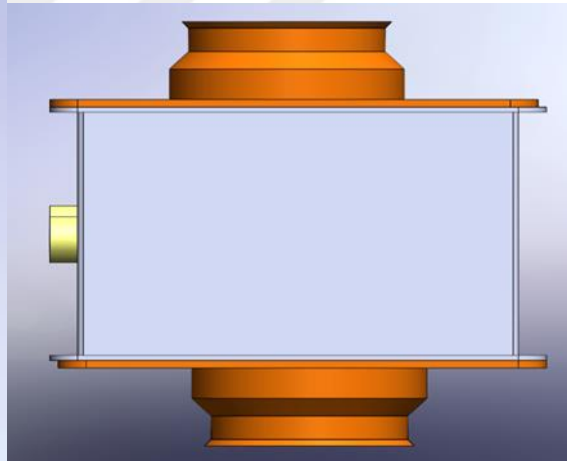
Analiz prosesleri belirlenmiş olan reküperatör tasarımının analiz aşamaları gösterilerek ısı değiştirici gaz yakıcı cihazlarda çalışma etkenleri gösterilmiştir.

4.1. Analiz yapılacak reküperatör tasarımı

Kombi sistemindeki bileşenler arasında üzerine çalışılan ısı değiştiricilerin genel yapısında dönüş suyu yönlendirildiği alüminyum malzeme iç eşanjör ve atık baca gazının hava hacmini oluşturduğu Alüminyum malzeme alt ve üst kapaklar bulunmaktadır. İç eşanjör basınçlı döküm yöntemi (Alüminyum Enjeksiyon) ile imalatı gerçekleştirilebilmektedir. Boru giriş çapları ve geçiş formlarında talaşlı imalat yapılarak dirsek ve sızdırmazlık elemanlarının montajı yapılmaktadır.



Şekil 4.1. Reküperatör Tasarımı



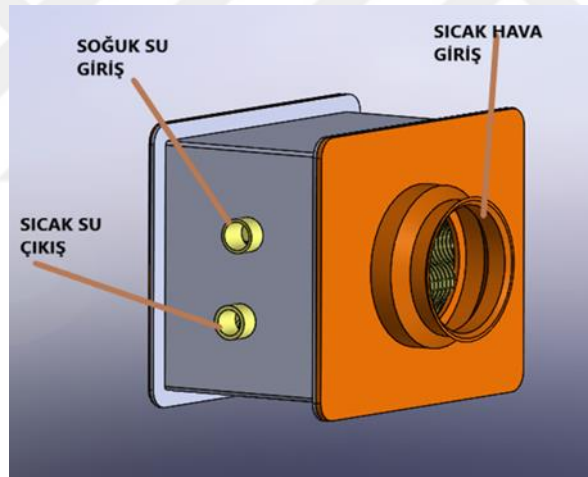
Şekil 4.2. Bağlantı elemanları dahil

Reküperatör Tasarımı

Şekil (4.1)' de gösterilen Reküperatör Tasarımı, sayısal ve analitik yöntemler ile analiz edilerek geliştirmeye yönelik proses adımları oluşturulmuştur. Araştırma ve geliştirmesi yapılmış, daha yüksek verime sahip şekilde dizayn edilmiş alternatiflerin aynı üretim yöntem ve prosesleriyle üretilmesi hedeflenmiştir. Tasarım parametrelerinde kilit parametrelerin belirlenmesinde değişken alüminyum kanatçık sayısının doğru ve literatüre uygun şekilde karşılaştırılabilmesi için kanatların ısı transferi gerçekleştirdiği toplam kesit alanı aynı kalmayacak şekilde ayarlama yapılmış ve sonucunda geri dönüş suyu ile atık baca gazı arasındaki ısı transferi verimi gözlemlenmiştir. Şekil (4.1)'de reküperatör tasarımı gösterilmiştir.

Şekil (4.2)'de görülebildiği üzere atık baca gazının reküperatör hacmine giriş yapacağı üst ve alt kapakları, atık baca gazının içerisinde tutulduğu ve dönüş suyunun geçtiği eşanjörün iç kısımlarından oluşan bileşenlerdir. Bu hacim içerisine yerleştirilmiş olan iç eşanjörden geçen dönüş suyuna ısı transferi gerçekleşirken aynı zamanda atık baca gazı da sıcaklığı düşürülmüş olarak dış atmosfere baca yardımıyla atılmaktadır. Sıcaklığı düşürülen atık baca gazı içindeki buhar fazındaki su moleküllerinden yoğunlaşma ile gizli ısı kazanımı elde edilmektedir. Yoğuşmuş su, yerçekiminin etkisiyle alt kapağa yönelerek kapak içerisindeki yönlendirme ile tahliye kanalına yönlendirilerek sistemden uzaklaştırılır.

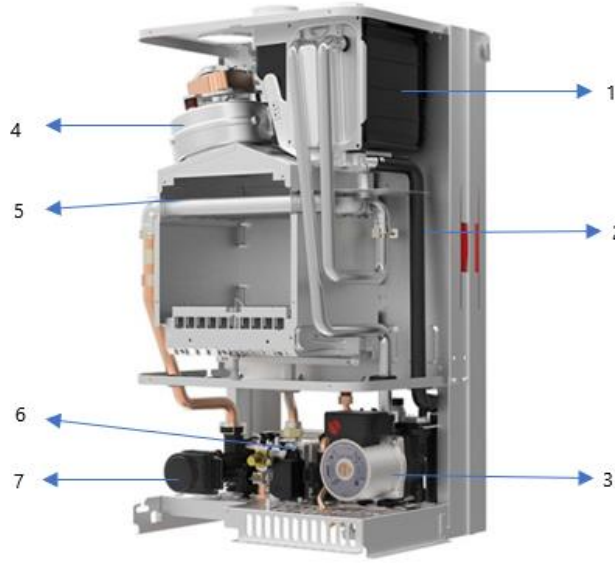
Kombide gerçekleştirilen yoğunlaşma işlemi sonrasında elde edilen suyun pH değeri 7'den küçüktür, yani asidik olarak çıkmaktadır. Bu yüzden reküperatörün sistemden olabildiğince hızlı ve kısa yoldan tahliyesi sistem için hayati bir öneme sahiptir. Aynı zamanda eğer yoğunlaşma sonucu elde edilen su damlacıkları reküperatör alt kapağına geç damlarsa bunun sonucunda doğrudan eşanjörün verimliliği de düşmektedir. Bu noktada tasarım parametrelerinde bu olumsuz durum da dikkate alınmıştır.



Şekil 4.3. Reküperatör Tasarımı

Şekil (4.3)'de gösterilen tasarımda 2 geçişli borulu reküperatör iç eşanjörü, atık baca gazlarının giriş ve çıkışını sağlayacak olan üst ve alt plaka kapak, dönüş suyunun giriş ve çıkışını yönlendiren soğuk su girişi ve sıcak su çıkışı görülmektedir. Üst kapak tasarımındaki en önemli husus atık baca gazının sistemi kısa sürede terk etmemesidir. Tasarımdaki öncelikli parametre bunun engellenmesidir. Yanma işlemi sonrasında oluşan sıcaklığı yüksek atık baca gazı sisteme üst kapaktan girerek sıcaklığı düşürülmekte ve sistemden tahliye edilmektedir. Elde edilen enerjinin bir kısmını iç eşanjör de yönlendirilen dönüş suyuna vererek bir ön ısıtma

prosesi gerçekleştirilmektedir. Bu sayede kombi verimi arttırılmaktadır. Şekil (4.4)'de Reküperatör dahil Kombi ve Bileşenleri görülmektedir.



Şekil 4.4. Reküperatör dahil kombi ve bileşenleri

1. Reküperatör
2. Atık Su Borusu
3. Pompa
4. Fan
5. Ana Eşanjör
6. Gaz Valfi
7. 3 Yollu Vana Motoru

Şekil 4.4' de tüm yapı elemanları gösterilen kombi gösterilmiştir. Atık baca gazının ısı enerjisi ile kombideki dönüş suyuna ilk ısıtma işlemi gerçekleştirilmektedir. Sıcaklığı düşürülen atık baca gazının içindeki gaz fazındaki su molekülleri (su buharı) yoğunlaştırılmaktadır. Yoğuşma işlemi sonrası elde edilen su, reküperatör sisteminden tahliye edilerek sistemden uzaklaştırılmaktadır.

5. ANALİTİK YÖNTEM ÇÖZÜMLEMESİ

Mevcut tasarım reküperatör ile yapılan deney çalışmalarında, analitik çözümleme analizlerinde kullanılmasında karar verilmiş parametreler sonucu elde edilen çıktı verileri gözlemlenmiş ve hesapları yapılmıştır. Analitik çözümlemede aynı dairesel boru dış yüzey alanlarına sahip fakat farklı sayıda kanat barındıran alternatif geometrilerin ısı transferi veriminde oluşan etkileri yorumlanmıştır.

5.1. Analitik çözümlemede kullanılan denklemler

Eşanjörün analitik problem çözümlemesi için sistem içerisinde oluşan çapraz akıştan dolayı Denklem (5.1)'de, toplam ısı transferi enerjisinin eldesin de kullanılmaktadır.

$$Q_{toplam} = F * U * A_{toplam} * \Delta T_m \quad (5.1)$$

Denklem (5.1)'de gözlemlenen reküperatör olduğundan dolayı sıcak havanın ve suyun logaritmik sıcaklık farkı (ΔT_m) alınmıştır.

- U; Toplam eşdeğer ısı geçiş katsayısı (W/m^2K)
- F; Düzeltme katsayısı,

$$F = f * (P, R, akış\ düzeni) \quad (5.2)$$

Denklem (5.2) için konuşacak olursak; R, kapasite oranı ve P ise etkenliktir. Düzeltme katsayısı bu değerlerin fonksiyonudur. (Genceli, 1999)

$$R = \frac{\dot{m}_{su} * \dot{c}_{p_{su}}}{\dot{m}_{gaz} * \dot{c}_{p_{gaz}}} = \frac{(t_{gaz,giren} - t_{gaz,çıkan})}{(t_{su,giren} - t_{su,çıkan})} \quad (5.3)$$

$$P = \frac{\dot{m}_{su} * \dot{c}_{p_{su}} * (t_{su,çıkan} - t_{su,giren})}{\dot{m}_{gaz} * \dot{c}_{p_{gaz}} * (t_{gaz,giren} - t_{gaz,çıkan})} \quad (5.4)$$

$$F(P, R) = \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} * \frac{\ln\left(\frac{1-P}{1-P*R}\right)}{\ln\left[\frac{2-P*(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-P*(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right]} \quad (5.5)$$

Denklem (5.3) ve Denklem (5.4)'de sırasıyla kapasite oranı ve etkenliğin çıkartıldıkları eşitlikler verilmiştir. Denklem (5.5)'de ise bu formüllerden elde edilen sonuç değerleri kullanılarak F, düzeltme katsayısı eşitliği verilmiştir. (Genceli, 1999)

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T' - \Delta T''}{\ln\left(\frac{\Delta T'}{\Delta T''}\right)} \quad (5.6)$$

Boru şeklindeki ısı değiştiricisinin iç kısmından başlayarak taşınım iletim kat sayısı hesaplanarak toplam eşdeğer (U) hesaplanır. (Genceli, 1999)

$$\Delta T_m = \frac{(T_{gaz,giriş} - T_{su,giriş}) - (T_{gaz,çıkış} - T_{su,çıkış})}{\ln\left(\frac{T_{gaz,giriş} - T_{su,giriş}}{T_{gaz,çıkış} - T_{su,çıkış}}\right)} \quad (5.7)$$

Isı transferinin gerçekleşeceği toplam yüzey alanı (A_{toplam}) tüm alternatif tasarım geometrileri için hesaplanarak iletim ve taşınım ısı transferi mekanizmaları ile havadan reküperatör içerisindeki geri dönüş suyuna aktarılacak olan ısı transferi hesaplanır. Sürekli rejim koşulları kabul edilmiştir.

5.1.1. Dış akışın analiz edilmesi

Atık baca gazlarının eşanjör içerisindeki boru ve kanatçıklarının arasından boru dışındaki su ile oluşacak taşınım ısı transferi mekanizmasını hesaplamak için aşağıdaki adımlar takip edilmektedir;

$$Re = \frac{V * D_{hd}}{\vartheta} \quad (5.8)$$

Denklem (5.8) ile dış akış şartlarında Reynolds sayısı gözlemlenerek akışın türbülanslı veya laminar olduğu saptanabilmektedir. Bu denklemde V akışkan hızı (m/s), D_{hd} hidrolik dış çap ve ϑ ise kinematik viskozitedir. (Incropera ve DeWitt, 2006)

$$Nu = \frac{h_d * D_{hd}}{K_f} \quad (5.9)$$

Denklem (5.9) ile Nusselt sayısı (Nu) akışkan türbülans modeline uygun olan eşitlikten hesaplanarak dış akış taşınım katsayısı (h_d) bulunabilmektedir.

- K_f ; Malzeme ısı iletim katsayısı

$$Pr = \frac{C_p * M}{K_f} \quad (5.10)$$

Denklem (5.10)'da gösterilmekte olan Prandtl sayısı boyutsuzdur. Taşınım mekanizmasında Nusselt sayısının uygun sınır şartlarına göre hesaplanmasında kullanılmaktadır.

- C_p ; Özgül ısı
- M ; Dinamik Viskozite

$$Nu_D = C * Re_D^m * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.11)$$

Akış modelinin türbülanslı veya laminar olması durumunda Denklem (5.11)'de verilen silindirik borulu sistemlerde yerel Nusselt sayısının (Nu_D) bulunması için Hilbert ampirik bağıntısı kullanılmaktadır. (Incropera ve DeWitt, 2006)

Aşağıda gösterilen Tablo (5.1)'de hesaplanan Reynolds sayısının karşılık geldiği aralığına uygun olarak “c” ve “m” sabitleri verilmiştir.

Tablo 5.1. Dairesel borulu silindir üzerinden akış için sabitler

Re_D	C	m
0,4-4	0,989	0,33
40-400	0,911	0,385
400-4000	0,683	0,466
4000-40000	0,193	0,618
40000-400000	0,027	0,805

Kaynak: (Incropera ve DeWitt, 2006)

5.1.2. İç akışın analiz edilmesi

Rekuperatörün geri dönüş suyu borularının içinde dolaşarak ısı kazanan geri dönüş suyunun iç ortam şartlarında hareketine bağlı olarak hesaplanması ve sonuçların incelenmesi bu yolla yapılmaktadır.

$$Re = \frac{V * D_{hi}}{\nu} \quad (5.1)$$

$$D_h = \frac{4 \text{ Akım Kesit Alanı}}{\text{Islak Çevre}} \quad (5.13)$$

Denklem (5.13)'de eldesi gösterilen hidrolik çap (D_h) ısı transferi hesaplamalarında akışkanın temas ettiği kesit alanının hesaplanması amacıyla verilmiştir. Hidrolik çap dış akış için konuşacak olursak atık baca gazlarının temas ettiği dairesel borunun dış çevresidir. İç akış için konuşacak olursak, suyun temas ettiği dairesel borunun iç yüzey çevresidir.

Nusselt sayısı iç akışta Re sayısının büyüklüğüne yani akış modeline bağlı olarak değişmektedir.

$$Re < 2300; \quad Nu = 1,86 * \left(Re * Pr * \frac{D_i}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.14)$$

$$2300 < Re < 10000; \quad Nu = 0,116 * \left(Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.15)$$

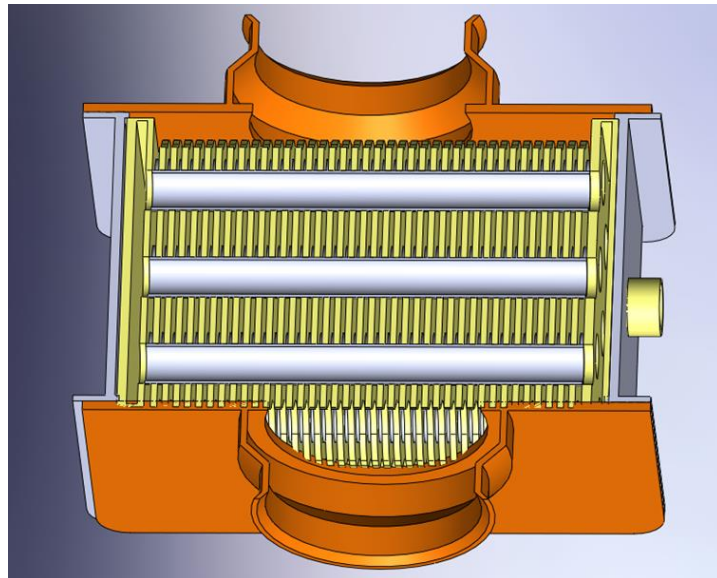
$$Re > 10000; \quad Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^n \quad (5.16)$$

Denklem (5.16)'da bulunan n sabiti ısı transferi sırasında boru içerisindeki akışkan eğer ısıtılıyorsa 0,4, soğuyorsa ise 0,3 olarak alınmaktadır.

Eşanjörün ısı transferi performans verimi sayısal çalışmalar yapılarak hesaplanmıştır. Analitik ve sayısal olarak yapılan analiz çalışmalarında bilinmesi gereken tüm parametreler bu sayısal çalışmalardan elde edilen verilerin gözlemleri sonucunda elde edilmiştir.

5.2. Reküperatörün analitik çözümler aracılığıyla analiz edilmesi

Analiz çalışmaları ve literatür çalışmaları yürütülen mevcut eşanjörün geliştirilmesinde öncelikle sayısal analizden önce analitik analizinin yapılması gerekmektedir. Özellikle dış akış analizleri yapılarak sonuç çıktıları göz önünde bulundurulmuştur. Bu sayede kanatçık sayısında yapılması hedeflenen değişikliklerin sayısal analizlerinde de aynı sonuç çıktıları kullanılarak sınır şartlarının tanımlaması yapılmaktadır.



Şekil 5.1. Reküperatör Tasarımı

Kesit görünüşü Şekil (5.1)'de gösterilen reküperatörün laboratuvar ortamındaki çalışma sıcaklık değerleri şartları aşağıdadır;

- $T_{gaz,giriş} = 140^{\circ}C$
- $T_{gaz,çıkış} = 100^{\circ}C$
- $T_{su,giriş} = 20^{\circ}C$
- $T_{su,çıkış} = 28^{\circ}C$

Tablo 5.2. Tasarımı Yapılan Şekil 5.1'deki Eşanjör İçin Akış Analizi Parametreleri

$\rho_{gaz} (kg/m^3)$	0,89841
$\rho_{su} (kg/m^3)$	997,208
$T_{s,g}$	20
$T_{s,ç}$	28
$T_{g,g}$	140
$T_{g,ç}$	100
$Q_s (lt/dk) \vee$	16
$Q_g (kg/s)$	0,074
$D_d (m)$	0,018
$D_i (m)$	0,016
$V_{su} (m/s)$	1,326
$V_{gaz} (m/s)$	12,5
$K_f (W/mK) - Alüminyum$	174
$L (m)$	0,15
A_d	0,000201

Öncelikle ilk adım olarak ortalama giriş (T_{mo}) ve ortalama çıkış (T_{mo}) sıcaklıkları hesaplanarak bulunan sonuçlara göre logaritmik sıcaklık farkı bulunmuştur. Ardından sınır şartları belirlenen reküperatörün atık baca gazı ve geri dönüş suyu giriş/çıkış sıcaklıkları kabul olarak alınmıştır. Reküperatörün analitik çözümlemesinde yapılacak olan hesaplamalarda kullanabilmek amacıyla reküperatörün yapısında (ΔT_m) logaritmik sıcaklık farkı kullanılmaktadır. (Genceli, 1999)

$$T_{mo} = \frac{T_{su,giriş} + T_{su,çıkış}}{2} = \frac{(28 + 20)}{2} = 24^{\circ}C \text{ (Ortalama su sıcaklığı)}$$

$$T_{ms} = \frac{T_{gaz,giriş} + T_{gaz,çıkış}}{2} = \frac{140 + 100}{2} = 120^{\circ}C \text{ (Ortalama hava sıcaklığı)}$$

Aşağıda gösterilen Tablo (5.3)'de eşanjörün içerisinde dolaşan akışkanların termofiziksel özellikleri verilmiştir. Analitik çözümleme hesaplamaları yapılırken eşanjörün içerisindeki atık baca gazının termofiziksel özellikleri hava akışkanının özellikleri ile aynı

olarak kabul edilmiştir. Bu özellikler analitik iç ve dış akış için yapılacak analitik çözümleme hesaplamalarında kullanılacaktır. (Incropera and Dewitt, 2006; Çengel ve Boles, 1996)

Tablo 5.3. İç Akışkana Ait Termofiziksel Özellik Parametreleri

	Geri Dönüş Suyu (Sıvı)	Atık Baca Gazı (Gaz)
$T(^{\circ}\text{C})$	24	120
$\rho \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$	997,208	0,89841
$C_p \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right)$	4,1814	1,012315
$K_f \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{K}} \right)$	0,609	0,026
Pr	6,283	1,00025
$\vartheta \times 10^{-6}$	0,000000801	0,0000191

5.2.1 İç akış analitik çözümlemesinin hesaplanması

Yapılan analitik çözümlemelerde kullanılacak olan tüm gerekli sayısal değerler hesaplandıktan sonra boru içerisindeki akış modelinin analitik çözümü yapılmıştır.

$$A_i = \pi * r^2 \quad (5.17)$$

Denklem (5.17) ile birlikte dairesel kesit alanına sahip borulu eşanjörün borusunun iç kesit alanı (A_i) hesaplanmaktadır.

$$r = \frac{D_i}{2} \quad (5.18)$$

$$D_i = 0,016 \text{ m}$$

$$r = 0,008 \text{ m};$$

$$A_i = \pi * (0,008)^2 = 2 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Belirlenen ve hesaplaması yapılan parametre değerleri kullanıldığında;

$$\dot{m}_{su} = 16 \text{ lt/dk} = 2,66 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s};$$

$$V = \frac{2,66 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{2 * 10^{-4} \text{ m}^2} = 1,326 \text{ m/s}$$

$$D_{hi} = 0,016 \text{ m}$$

$$Re = \frac{0,016 \times 1,326}{0,801 \times 10^{-6}} = 26486$$

Hesaplanan Reynolds sayısı için; $Re > 10000$ olduğundan dolayı, boru içi akış türbülans modeli türbülanslıdır. Bundan dolayı Nusselt sayısı aşağıdaki eşitlikler yardımıyla Türbülanslı akış için hesaplanmaktadır.

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^n \quad (5.19)$$

Denklem (5.19)'da verilen n sabiti akışkanın ısınmasına ve soğumasına bağlı olarak değişmektedir. Eğer ki boru içinden akan akışkan ısınıyorsa 0,4 soğuyorsa 0,3 olarak alınmaktadır.

$$Nu = 0,023 * 26486^{0,8} * 6,283^{0,4} = 165,732$$

olarak bulunur.

$$h_i = Nu * \frac{k_f}{D_{hi}} \quad (5.20)$$

Denklem (5.20) ile birlikte Denklem (5.19)'da bulunan Nusselt sayısı için geri dönüş suyunun boru içerisindeki ısı transfer taşınım kat sayısı hesaplanmaktadır.

$$h_i = 165,732 * \frac{0,609}{0,016} = 6308,194 \text{ (W/m}^2\text{K)}$$

5.2.2. Dış akışın analitik çözümlemesinin yapılması

Bu analizin yegâne amacı geometride değişiklik yapılan kanatçık sayısı için farklı şartlardaki analitik kıyaslarının yapılabilmesidir. Bu analizin yapılırken geometriye uygun şekilde dairesel silindirik borular için uygun eşitlikler kullanılmakta olup akışın her yönde sabit olduğu sürekli rejim koşulları kabul edilmiştir.

$$D_d = 0,018 \text{ m}$$

$$r_d = \frac{D_d}{2} = \frac{0,018}{2} = 0,009 \text{ m}$$

$$A_d = \pi r_d^2 = \pi * (0,009)^2 = 0,0002544 \text{ m}^2$$

$$V_{bacagazı} = 12,5 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{V_{bacagazı} * D_d}{\vartheta * 10^{-6}}$$

$$Re = \frac{12,5 * 0,018}{0,0000191} = 11780,104$$

bulunur.

Hesaplanan Reynolds sayısı Hilpert'in dairesel kesit alanlı silindirik borularda dış akış ilkesine göre $\leq 10^5$ olduğundan akış türbülans modeli laminerdir. Nusselt sayısı için;

$$Nu_D = C * Re_D^m * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.21.)$$

Reynolds sayısı 4000-40000 aralığına girdiği için boyutsuz direnç kat sayısı (C) ve m sabiti sırasıyla 0,193 ve 0,618 olarak Tablo (5.1)' den belirlenmiştir.

$$Nu = 0,193 * 11780,104^{0,618} * 1,00025^{\frac{1}{3}} = 63,323$$

Nu = 63,323 olarak bulunur.

$$K_f = 0,026 (W/mK) \text{ olduğundan}$$

$h_d = 91,46 (W/mK)$ olarak bulunmuştur. Silindirik boruları üzerinden yani dış temas yüzeyinden akan havanın taşınım kat sayısı hesaplanmıştır.

Silindirik dairesel boruların yüzeyindeki toplam ısı geçiş katsayısı ise aşağıda verilen Denklem (5.22) ile hesaplanmaktadır. Denklem (5.22) ve Denklem (5.24)'de verilen R_f bilinmeyen boruların kirlilik direncidir. (Genceli, 1999)

İç silindir yüzeyindeki toplam ısı geçiş katsayısı:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + R_f + \frac{\ln\left(\frac{r_d}{r_i}\right)}{2\pi Lk} A_i + \frac{A_i}{h_d A_d} \quad (5.22)$$

$$\sum A_d = \text{Boru Adet Sayısı} * \pi D_d L \quad (5.23)$$

Dış silindir yüzeyindeki toplam ısı geçiş katsayısı:

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_i} \frac{A_d}{A_i} + R_f + \frac{\ln\left(\frac{r_d}{r_i}\right)}{2\pi Lk} A_d + \frac{1}{h_d} \quad (5.24)$$

$$\sum A_d = 8 * \pi * 0,018 * 0,1355 = 0,061298 m^2$$

$$\text{Kanat Adeti} = 22-24-26$$

$$\text{Kanat Kalınlığı} = 0,002 m$$

$$\text{Kanat Boyu} = 0,12 m$$

$$\text{Kanat Yüksekliği} = 0,10 m$$

$$A_{kanat} = (2 * 0,002 * 0,1355 + 2 * 0,002 * 0,1 + 2 * 0,1355 * 0,1) - 0,061298 = 0,0081 m^2$$

Toplam Kanat Alanı; $0,0081 \text{ m}^2$ olarak hesaplanmıştır.

$$\sum A_{Toplam} = \sum A_{kanat} + \sum A_{boru} = 0,061298 + 0,0081 = 0,069398 \text{ m}^2$$

$U = 72,15 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak Denklem (5.24) ile bulunmuştur.

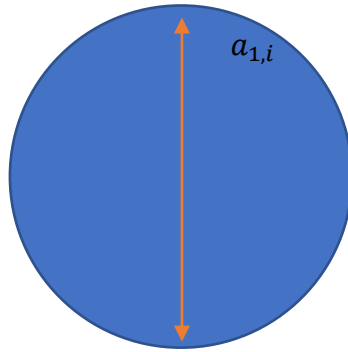
- Yapılan tüm analitik çözümlemelerde yoğunlaşma prosesi dahil edilmemiştir.
- Atık baca gazının hız ve sıcaklık değerleri tüm yüzeyler için sabit kabul edilmiştir.
- Işınım ısı transferi mekanizması ile olan ısı transferi ihmal edilerek kabul yapılmıştır.
- Sürekli rejim koşulları sabit alınmış ve duyulur ısı transferi hesaplanmıştır.

Çalışması yürütülen analitik çözümleme hesaplamalarında dairesel borulu farklı kanat sayılarına sahip prosesler için dış yüzey toplam ısı transferi yüzey alanı değişmektedir. Bundan dolayı dış akışta oluşan ısı taşınım kat sayısı parametresi ve iç akışta oluşan ısı taşınım katsayılarındaki farklılık çalışması yapılan analitik çözümlemelerde ısı transfer performansı açısından yorum yapılmasına fayda sağlamaktadır.

5.3. Dairesel 8 borulu reküperatörün analitik olarak analizinin yapılması

5.3.1. İç akış analizi

Borular dairesel bir yapıya sahip olmakla birlikte tasarım geometrisine ait alan ve çevre formülleri Şekil 5.2’de gösterilerek verilmiştir.



Şekil 5.2. Örnek Daire Geometri Yapısı

$$A_i = \frac{\pi a_{1,i}^2}{4} \quad (5.25)$$

$$c_i = \pi \frac{(a_{1,i}^2)}{2} \quad (5.26)$$

Denklem (5.25) ve Denklem (5.26)'de verilen Dairesel borunun iç kesit alanı (A_i) ve iç çevre uzunluğu (C_i) hesaplamalarının formülleri gösterilmiştir.

$$A_i = \pi \times 0,016 \times \frac{0,016}{4} = 0,0002010 \text{ m}^2$$

$$C_i = \pi \times \frac{2 \times 0,016}{2} = 0,0502 \text{ m}$$

$$D_{hi} = \frac{4 \times 0,0002010}{0,0502} = 0,01599 \text{ m}$$

Tablo 5.4'de gösterilen termofiziksel parametreler suyun ortalama çalışma sıcaklığı, koşulların sabit olmasından dolayı mevcut durum ile aynı olarak kabul edilmiştir. Tüm tasarım parametreleri hesaplanarak bulunmuştur.

Tablo 5.4. Dairesel Borulu Alternatif Reküperatörün İç Hacim Boyutsal Parametreleri

$a_{1,i}(m)$	0,016
$a_{1,d}(m)$	0,018
$\dot{m}_{su}(m^3/s)$	0,000266
$A_i(m^2)$	0,0002010
$\sum A_i(m^2)$	0,038
$C_i(m)$	0,0502
$D_{hi}(m)$	0,01599
$V_{su}(m/s)$	2,375
$L(m)$	0,1355
$\vartheta (m^2/s)$	0,000000801
Pr	6,283
$C_{p,su}(kj/kg)$	4,1814
$M_{su}(kg/ms)$	0,798
K_f	0,609

$$Re = \frac{2,375 \times 0,01599}{0,000000801} = 47411,04869$$

olarak bulunmuştur.

Hesaplanan Reynolds sayısı > 10.000 olduğundan dolayı iç akış türbülanslıdır. Buna göre;

Denklem (5.19) kullanılarak öncelikle Nusselt sayısı ardından h_i hesaplanmıştır.

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^n$$

$$Nu = 0,023 * 47411,04869^{0,8} * 1,00025^{0,4} = 126,612$$

$$h_i = Nu * \frac{k_f}{D_{hi}}$$

$$h_i = 126,612 * \frac{0,609}{0,01599} = 4822,183 \text{ (W/mK)}$$

olarak hesaplanmıştır.

5.3.2. Dış akış analizi

Dış akışın analitik çözümlemesi hesaplanırken silindirik dairesel borulu akış eşitlikleri kullanılmıştır.

$$A_d = \frac{\pi a_{1,d}^2}{4} (a_{1,d}; \text{dış çap}) \quad (5.27)$$

$$C_d = \pi \frac{(a_{1,d}^2)}{2} \quad (5.25)$$

Denklem (5.27) ve Denklem (5.28)'de hesaplamaları gösterilen eşitlikler dairesel borulu tasarım geometrisinin borularının dış akışında taşınım mekanizması ile oluşan ısı transferi hesaplamalarında D_{hd} dış hidrolik çap hesaplamalarında kullanılmıştır.

Denklem (5.27)'e göre dairesel borulu dış yüzey alanı aşağıda gösterildiği üzere bulunmuştur;

$$A_d = \pi * 2 * \frac{0,018}{4} = 0,002544 \text{ m}^2$$

Denklem (5.28)'e göre dairesel borulu dış yüzey çerçevesi aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$C_d = \frac{\pi * (2 * 0,018)}{2} = 0,0565 \text{ m}$$

$$D_{hd} = 4 * \frac{0,002544}{0,0565} = 0,18 \text{ m}$$

olarak bulunmuştur.

Kanat adeti=22 için;

Kanat Kalınlığı 0,002 m

Kanat Boyu= 0,12 m

Kanat Yüksekliği=0,10 m

$$\sum A_{kanat} = 22 * [2 * 0,002 * 0,1 + 2 * 0,002 * 0,12 + 2 * 0,12 * 0,1] - 0,061298 = 0,116902$$

$$\sum A_{kanat} = 0,116902$$

$$\sum A_{Toplam} = \sum A_{kanat} + \sum A_{boru} = 0,116908 + 0,061298 = 0,1782$$

Kanat adeti=24 için;

Kanat Kalınlığı 0,002 m

Kanat Boyu= 0,12 m

Kanat Yüksekliği=0,10 m

$$\sum A_{kanat} = 24 * [2 * 0,002 * 0,1 + 2 - 0,002 * 0,12 + 2 * 0,12 * 0,1] - 0,061298 = 0,133102$$

$$\sum A_{kanat} = 0,133102$$

$$\sum A_{Toplam} = \sum A_{kanat} + \sum A_{boru} = 0,133102 + 0,061298 = 0,1944$$

Kanat adeti=26 için;

Kanat Kalınlığı 0,002 m

Kanat Boyu= 0,12 m

Kanat Yüksekliği=0,10 m

$$\sum A_{kanat} = 26 * [2 * 0,002 * 0,1 + 2 - 0,002 * 0,12 + 2 * 0,12 * 0,1] - 0,061298 = 0,149302$$

$$\sum A_{kanat} = 0,149302$$

$$\sum A_{Toplam} = \sum A_{kanat} + \sum A_{boru} = 0,149302 + 0,061298 = 0,2106$$

Dairesel borulu ısı eşanjörün de kanat sayısının değişmesinden dolayı yüzey alanlarında oluşan farklılık sebebiyle her üç proses içinde hesaplanmıştır. Çizelge (5.5)'de hesaplamalarda kullanılacak olan boyut parametreleri verilmiştir.

Tablo 5.5. Dairesel Borulu Alternatif Reküperatörün Dış Hacim Boyutsal Parametreleri

$a_{1,i}(m)$	0,016
$a_{1,d}(m)$	0,018
$A_d(m^2)$	0,002544
$\sum A_{kanat}(m^2)$	0,116902
$V_d(m/sn)$	12,5
$v(m^2/s)$	0,0000191
$L_{boru}(m)$	0,1355
$\sum A_{boru}(m^2)$	0,061298
Pr	1,00025
$D_{hd}(m)$	0,18
$C_d(m)$	0,0565
$K_f(W/m^2K)$	0,026

$$Re = \frac{12,5 \cdot 0,018}{0,0000191} = 11780$$

Reynolds sayısı $< 10^5$ olduğundan dolayı dış akış laminerdir.

Denklem (5.19) ve Denklem (5.4) kullanılarak çizelge üzerindeki gerekli parametre değerleri kullanılarak Nusselt sayısı bulunmuştur.

Reynolds sayısı 4000-40000 arasında olduğundan dolayı Tablo (5.1) üzerinden boyutsuz direnç kat sayısı olan C ve m sabitleri sırasıyla 0,193 ve 0,618 alınmıştır.

$$Nu = 0,193 \times 11780^{0,618} \times 1,00025^{1/3} = 63,36$$

olarak bulunur.

$$h_d = 91,27 \text{ W/m}^2K \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

$$U = 70,52 \text{ W/m}^2K \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

5.4. Faz değişimi ve yoğunlaşma için hesaplamaların yapılması

Kombi bacasından çıkış yapan atık baca gazı yaklaşık 140 °C olarak eşanjöre giriş yapmaktadır. Bu atık baca gazının içerisinde belirli bir oran yanma sonucu oluşan su molekülleri bulunmaktadır. Atık baca gazının sıcaklığı 100 °C'ye düşürüldüğünde içerisinde bulunan su moleküllerinin bir bölümü yoğunlaşarak faz değişimine uğramaktadır. Bu sayede atık baca gazından geri kazanılması hedeflenen enerjinin büyük bir kısmı da faz değişimi sayesinde gizli ısı olarak reküperatöre geri kazandırılmaktadır. Bu işlemlerin sonucunda atık baca gazının içerisindeki su moleküllerinin ne oranda bulunduğu hesaplanmalıdır.

Doğalgaz bileşimine en yakın olarak Metan gazı (CH_4) yanma gazı olarak kullanılmıştır. Tablo (5.6)'da incelenmek üzere gösterilen eşanjörün kullanmış olduğu atık baca gazından atılan miktar oranları ölçülmüş yanmış gazların yüzdesel olarak oranları verilmiştir.

Tablo 5.6. Yanma Reaksiyonu Sonucu Gaz Bileşenleri Yüzdeleri

Atık Baca Gazı Bileşen Yüzdeleri	
CO_2	7%
$H_2O_{(g)}$	15%
O_2	4%
N_2	74%

Atık baca gazının yoğunlaşma hesaplamalarının doğru ve literatüre uygun şekilde yapılabilmesi için atık baca gazının nem özellikleri literatüre uygun şekilde kabul yapılmıştır.

$$\dot{m}_{hava} = 0,0074 \text{ kg/s} = 26,4 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{buhar} = 26,4 * 0,1355 = 3,5772 \text{ kg/h}$$

Burada toplam atık baca gazının içerisindeki su buharının saatlik debi çevrimi yapılmıştır.

5.4.1. Hava İçin Özgül ve Bağlı Nem

Havada bulunan su buharı moleküllerinin miktarı değiş tanımlamalarla gösterilebilir. Bu konuda en doğru yol bir birim kuru hava kütlelerinin içerisindeki su buharı moleküllerinin kütlelerinin belirtilmesidir. Bu değer mutlak/ölgül nem olarak da adlandırılmaktadır (Çengel ve Boles, 1996).

$$w = \frac{m_v}{m_a} \left(\frac{\text{kg su buharı}}{\text{kg kuru hava}} \right) \quad (5.29)$$

Denklem (5.29)'de ölgül/mutlak nemin hesaplanmasında kullanılan formül gösterilmektedir. (Çengel ve Boles, 1996)

$$w = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\frac{P_v V}{R_v T}}{\frac{P_a V}{R_a T}} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = 0,622 * \frac{P_v}{P_a} \quad (5.30)$$

Denklem (5.30)'de verilen eşitlik çözümlendiğinde özgül nem (w) bulunabilmektedir.

$$w = \frac{0,622 * P_v}{P - P_v} \quad (5.31)$$

Denklem (5.31)'de gösterilmekte olan eşitlik özgül nemin hesaplanabilmesi için Denklem (5.30)'un sadeleştirilmesi sonucu elde edilmiştir.

- P_v ; Havanın Doyma Basıncı
- P ; Dış Ortam Basıncı

140 °C sıcaklığa sahip atık baca gazının maksimum su buharı miktarı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir;

$$P_v = 52 \text{ kPa (Çengel ve Boles, 1996)}$$

$$P = 101,325 \text{ kPa}$$

Denklem (5.31)'de verilen eşitlik kullanıldığında;

$$w = \frac{0,622 * 55}{101,325 - 55} = 0,738 \frac{\text{kg subuharı}}{\text{kg hava}}$$

$\dot{m}_{max,buhar} = 26,4 * 0,738 = 19,5 \text{ kg}$ su buharı 140 derece doymuş hava için bulunabilir.

$$\phi = \frac{\dot{m}_{buhar}}{\dot{m}_{max,buhar}} \quad (5.32)$$

Denklem (5.32) 'de gösterilen eşitlikte havanın bulunduğu koşullar doğrultusunda içindeki barındırdığı su moleküllerinin miktarının ($\dot{m}_{buhar}$), taşıyabileceği maksimum su buharı moleküllerinin miktarına ($\dot{m}_{max,buhar}$) oranıyla bağıl nem (ϕ) elde edilmektedir. (Çengel ve Boles, 1996)

$$\phi = 3,57/19,5 = 0,18 \text{ bağıl nem parametresinin değeri bulunur.}$$

Bağıl nem oranının eşanjör içerisinde sabit olduğu kabulü yapılmıştır. Reküperatör sistemine giren 140 °C'deki atık baca gazı soğuyarak 100 °C olarak dışarıya atılmaktadır. %18 bağıl neme sahip olan bu koşullardaki havanın taşıyabileceği özgül nem miktarı ise psikometrik diyagramdan okunmuştur ($w = 0,037$) (Çengel ve Boles, 1996).

$$\dot{m}_{buhar} = 26,4 * 0,037 = 0,9768 \text{ (kg/saat)}$$

140 °C'deki havanın 100 °C'ye soğutulduğu sırada tüm su buharının da yoğunlaştığı kabulünü yapar isek;

$$3,96 - 0,9768 = 2,9832 \text{ (kg/saat)}$$

Eşanjör sisteminin kompleksinin hacmi içerisinde atık baca gazının sıcaklığına bağlı olarak 2,9832 kg/saat su buharı yoğunlaşacağı hesaplanmıştır.

5.5. Kanatçık Sayısının Artırılması ve Analitik Çözümlemesinin Edilmesi

Dairesel borulu 4 geçişli reküperatör tasarımında boru hacimleri ve çapları sabit kabul alınacak şekilde kanatçık sayıları arttırılarak eşanjörün performansına olan etkileri araştırılmıştır.

Boruların boyutsal parametreleri sabit kaldığından dolayı iç akışın taşınım mekanizması katsayısında değişiklik olmadığı kabulü yapılmıştır. Kanatçık yapısı ve boyutlarında değişiklik yapılmadan sabit olarak kabul edilmiştir ancak kanatçık sayısı arttırılmak üzere değiştirilmiştir.

Kanatçık sayısının arttırılması sonucu dış akışta oluşacak olan değişiklikler ve bu değişikliklerin sonucunda reküperatörün ısı verimi üç boyutlu modellenerek sayısal çözümlemesi yapılmıştır.

5.6. Sayısal Çözümleme Yöntemi ve Kullanılması

Arttırılmış kanatçık sayıları için yapılacak olan değişikliklerin reküperatör sistemine olan etkilerinin anlaşılması amacı ile 3 boyutlu olarak sayısal analiz çalışmaları Ansys-Fluent üzerinden yapılmıştır. Üç boyutlu tasarım geometrisindeki kütle momentum korunumu, enerji ve kütle korunumu sayısal çözüm yöntemiyle çözülmektedir.

Kütlenin korunumu prensibinden süreklilik denkleminin eldesi yapılabilmektedir. Sabit kabul edilen bir kontrol hacmi için, kütlenin korunumu sağlanırsa, giren ve çıkan akışkanların kütlelerinin kontrol hacmindeki zamana bağlı değişimlerini süreklilik denklemi vermektedir. Kütlenin korunumu denkleminin Kartezyen koordinatlar için çözümü aşağıdaki şekilde gösterilmektedir (Dal ve Şahin, 2007).

$$\bar{V}(\rho \bar{V}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (5.33)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (5.34)$$

Denklem (5.34)'de gösterilen bilinmeyenler için;

- ρ ; Akışkan Yoğunluğu
- u ; x doğrultusundaki hız bileşenini
- v ; y doğrultusundaki hız bileşenini

- w; z doğrultusundaki hız bileşenini
- t; zamanı

ifade etmektedir.

Akışın sürekli olduğu durumlar için;

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0\right) \quad (5.35)$$

Sayısal çözümler için modellemede kullanılan momentum korunumu denklemleri sürekli şartlar için aşağıda Denklem (5.36), Denklem (5.37) ve Denklem (5.38) ile verilmiştir. (Dal ve Şahin, 2007)

X doğrultusu için momentum korunumu denklemi:

$$\left(u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial z}\right) + \frac{\partial P}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \quad (5.36)$$

Y doğrultusu için momentum korunumu denklemi:

$$\left(u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial z}\right) + \frac{\partial P}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \quad (5.37)$$

Z doğrultusu için momentum korunumu denklemi:

$$\left(u \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z}\right) + \frac{\partial P}{\partial w} = \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \quad (5.38)$$

P statik basıncı, μ moleküler viskoziteyi temsil etmektedir. Y yönündeki momentum denkleminde bulunan $\rho g \beta (T - T_1)$ ifadesi fiziksel olarak kaldırma kuvveti ile ilgili terim olup, akışkanın doğal konveksiyon nedeniyle ivmelendiğini göstermektedir. Burada;

- g; yer çekimi ivmesi (m/s^2)
- β ; ısı genleşme katsayısı
- T_i ; giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)

olarak ifade edilmektedir.

Enerjinin korunumu denklemi hakkında konuşacak olursak, ısı üretimi olmadığı durum dikkate alınarak, basınç ve dış kuvvetler için ihmal kabulü yapıldığında,

$$\frac{DT}{Dt} = \frac{k}{\rho c_p} \text{div}(\text{grad}T) \quad (5.39)$$

ifadesi elde edilir.

Entalpinin korunum şartı için yukarıdaki eşitlikleri dikkate alındığında, basınç ve dış kuvvetlerin ihmal kabul yapılırsa Denklem (5.39) aşağıdaki Denklem (5.40)'da görüldüğü üzere ifade edilebilir.

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5.40)$$

Denklem (5.40)'de verilen parametreler için;

- k ; Isı iletim katsayısı ($\frac{W}{mK}$)
- T ; Sıcaklık
- C_p ; Özgül ısı.

Sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan HAD (hesaplamalı akışkanlar dinamiği) analizlerinde boru konstrüksiyonlarında iç akışa etki edecek bir değişiklik olmadığı için kanat sayılarının değişkenliği sonucundaki etkileri karşılaştırılarak yorumlanmıştır.

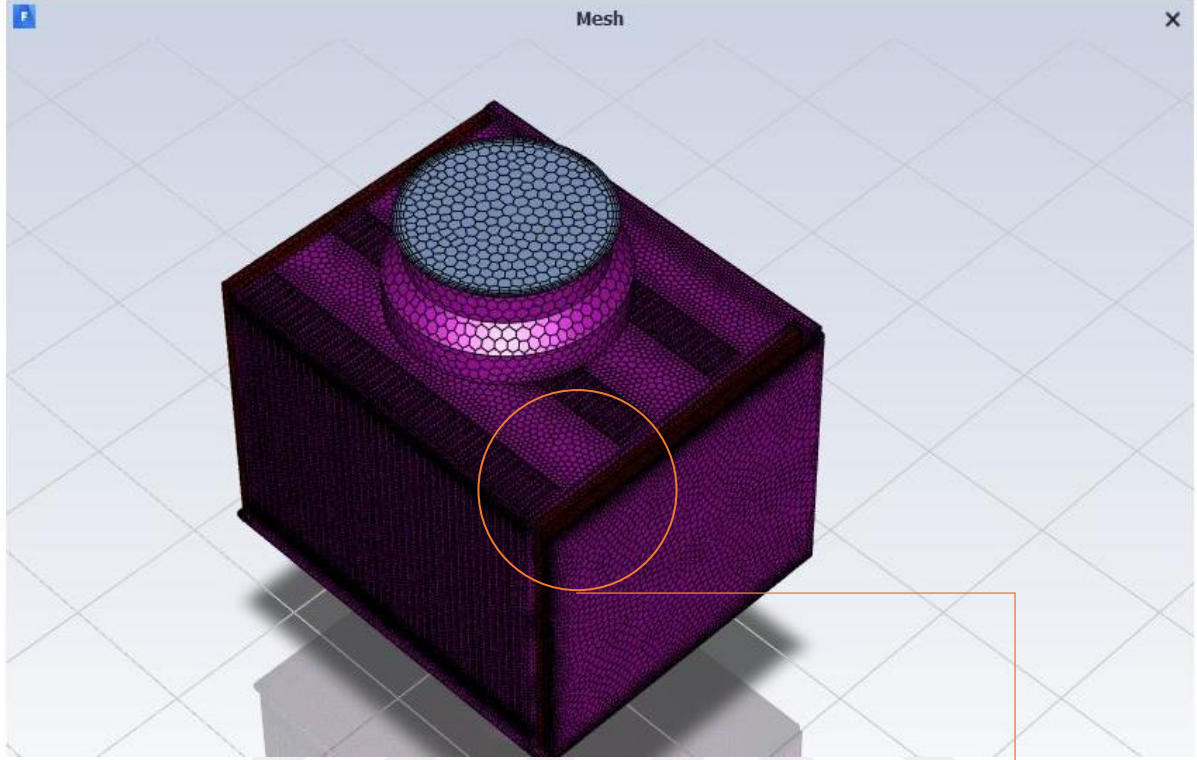
Aşağıdaki maddeler sayısal analiz çözümlemelerinde kullanılan yöntem ve kabulleri tanımlamaktadır.

- Gerçekleştirilen analizlerde gerekli tüm parametreler belirlendikten sonra aynı sınır koşulları altında hava akış hız vektörleri, basınç ve sıcaklık dağılımları analiz görselleri incelenerek karşılaştırmalı olarak yorumlanmıştır.
- Yapılan nümerik analiz çözümlemelerinde kullanılmak üzere gösterilen ve mevcut eşanjörün çalışma koşullarını simüle etmekte olan tüm parametre verileri sayısal çözümleme analizlerinde kullanılmıştır.
- Yapılan tüm sayısal çözümleme analizlerinde sınır şartları mevcut tasarım eşanjörün literatür verilerine uygun olacak şekilde tanımlanmıştır.
- Yapılan sayısal çözümleme yönteminde yoğunlaşma durumu ihmal edilerek kabul alınmıştır.

5.7. Dairesel Borulu 22 Kanatlı Reküperatörün Sayısal Çözümlemesi

22 Kanatlı Reküperatör için yapılan sayısal analizin sınır şartları tanımlamaları ve analiz çözümlemesinde elde edilecek olan çıktı sonuçlarının daha hassas elde edilmesi için yapılan ağ (mesh) yapısı gösterilmiştir.

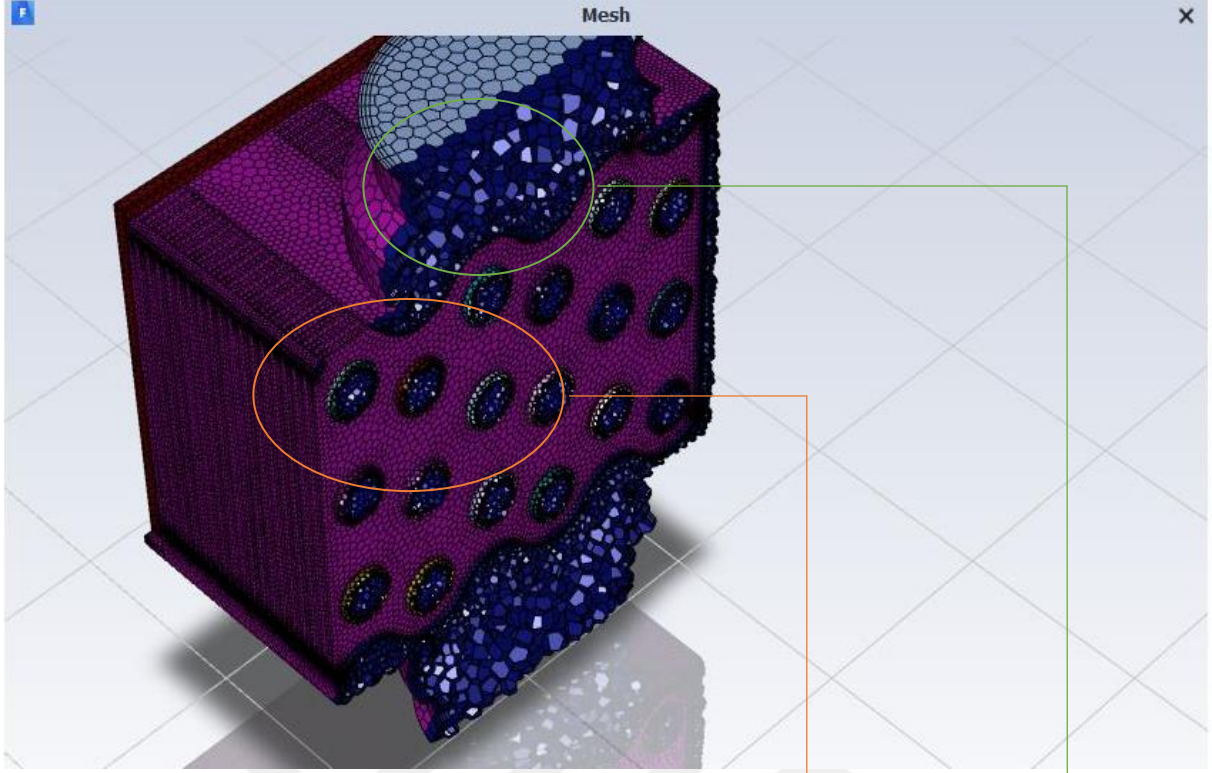
5.7.1. Mesh (Ağ) Yapısının Oluşturulması



Şekil 5.3. Reküperatör tasarımı kompleksinin dış hacim modeli



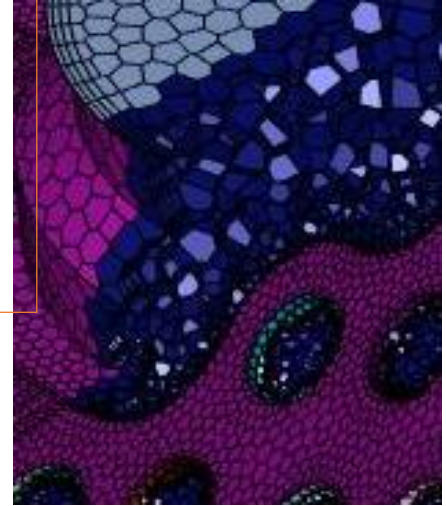
Şekil 5.4. Mesh Dağılımı



Şekil 5.5. Reküperatör tasarımı kompleksinin iç hacim modeli



Şekil 5.6. Mesh Dağılımı



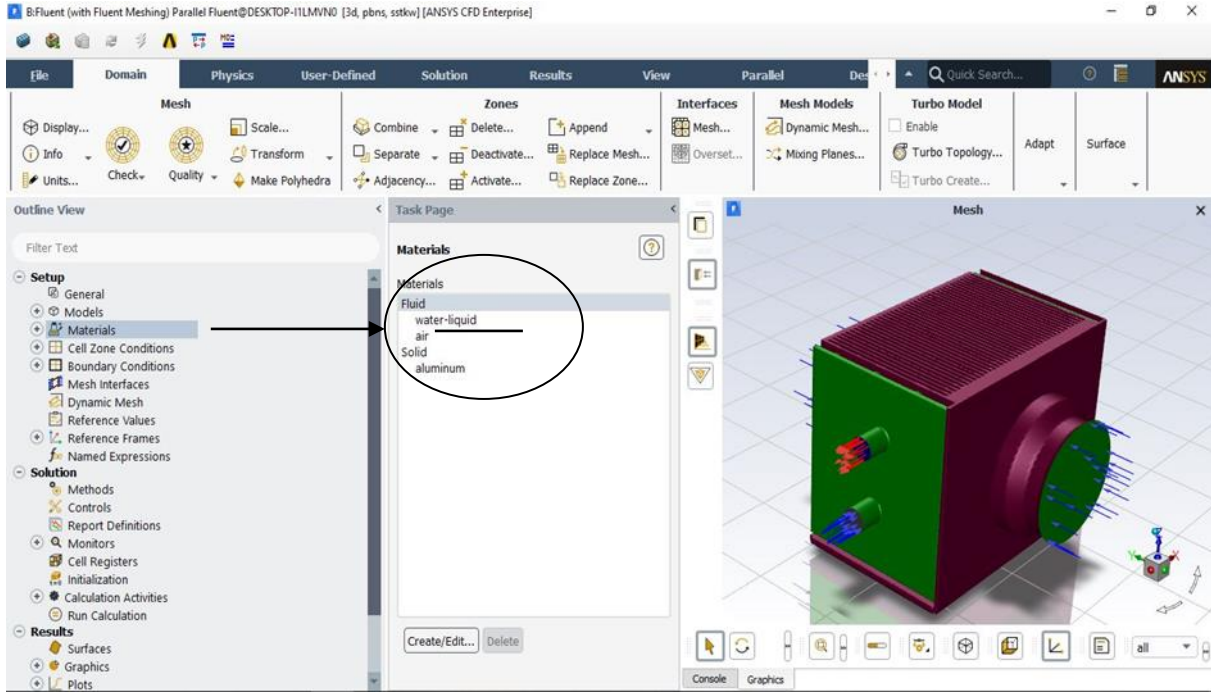
Şekil 5.7. Mesh Dağılımı

Şekil (5.6.) ve Şekil (5.7.)’de eşanjör sisteminin iç ve dış hacim görselleri gösterilmektedir.

5.7.2. Sınır Şartlarının Tanımlanması

Referans alınan reküperatör kompleksinin sayısal sonuçları ile aynı olması şartıyla sınır şartlarının tanımlamaları yapılmıştır.

Tablo (5.7.)’de gösterilen çizelgede sayısal çözümleme analizlerinde oluşturulan tüm senaryolar için karar verilen sınır şartı tanımlamaları yapılan sayısal analiz çözümlemelerine bağlı olarak tanımlanmıştır.



Şekil 5.8. Akışkan Tanımlamaları

Tablo 5.7. Ansys Fluent Sınır Şartı Tanımlamaları

	Sıcaklık (°C)	$\dot{m}_{hava}(kg/s)$	Kimyasal Bileşimi
Alt Kapak	-	-	Alüminyum
Üst Kapak	-	-	Alüminyum
Baca Gazı	140	0,0074	%15 H_2O , %40 O_2 , %7 CO_2 ve %74 N_2
Su	20	0,266	H_2O

Şekil (5.5)’de gösterilen ekran görüntüsünde Fluent Setup kısmında reküperatör için girilen malzeme şartları gösterilmektedir. Reküperatör kompleksi alüminyum, atık baca gazları hava ve akışkan olan geri dönüş suyu ise su olarak tanımlanmaktadır.

Fluid

Zone Name
hava_hacmi

Material Name: air **Edit...**

☐ Frame Motion ☐ 3D Fan Zone ☐ Source Terms
☐ Mesh Motion ☐ Laminar Zone ☐ Fixed Values
☐ Porous Zone

Reference Frame | Mesh Motion | Porous Zone | 3D Fan Zone | Embedded LES | Reaction | Source Terms | Fixed Values | Multiphase

Rotation-Axis Origin	Rotation-Axis Direction
X (m) 0	X 0
Y (m) 0	Y 0
Z (m) 0	Z 1

Apply **Close** **Help**

Şekil 5.9. Hava Hacmi için Akışkan Tanımlaması

Fluid

Zone Name
su_hacmi

Material Name: water-liquid **Edit...**

☐ Frame Motion ☐ 3D Fan Zone ☐ Source Terms
☐ Mesh Motion ☐ Laminar Zone ☐ Fixed Values
☐ Porous Zone

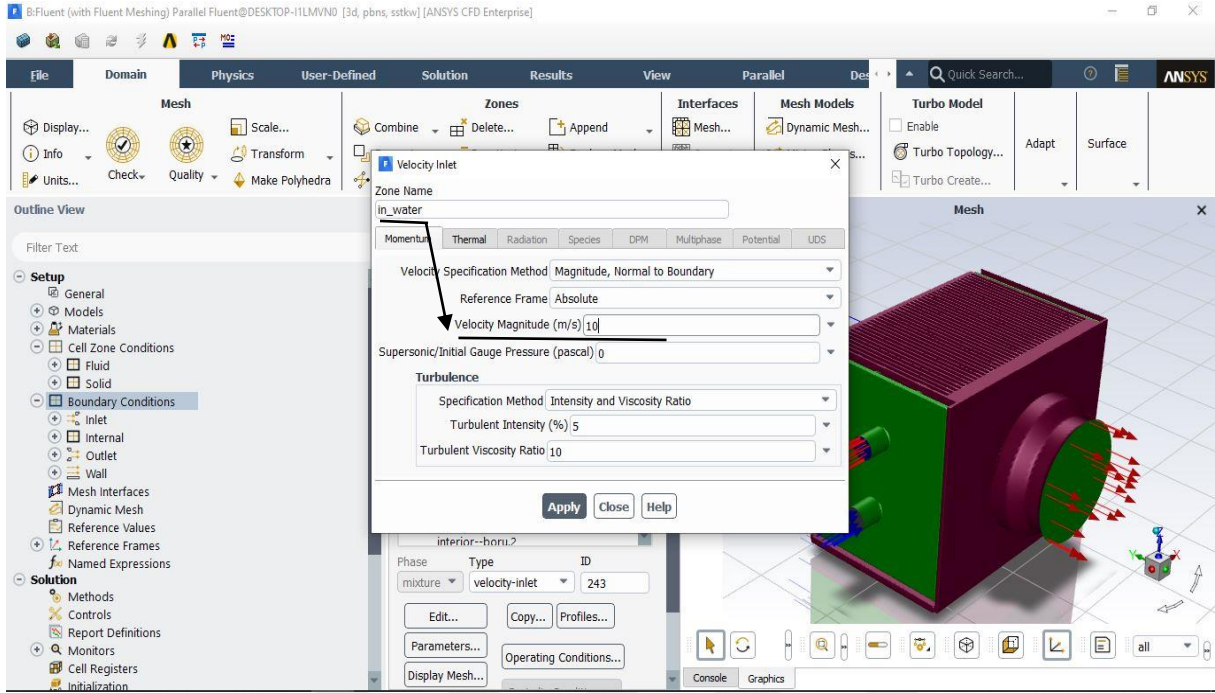
Reference Frame | Mesh Motion | Porous Zone | 3D Fan Zone | Embedded LES | Reaction | Source Terms | Fixed Values | Multiphase

Rotation-Axis Origin	Rotation-Axis Direction
X (m) 0	X 0
Y (m) 0	Y 0
Z (m) 0	Z 1

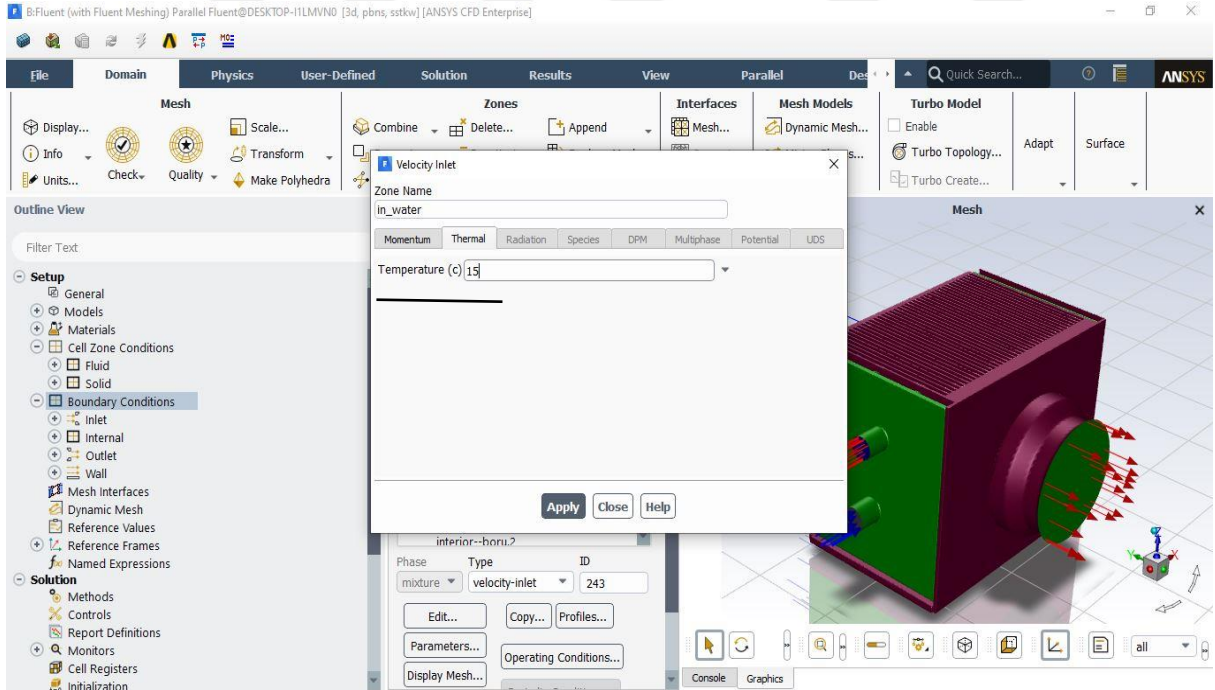
Apply **Close** **Help**

Şekil 5.10. Geri Dönüş Suyu için Akışkan Tanımlaması

Atık baca gazının ilerleyeceği hava hacminin tanımlaması Şekil (5.9) ve geri dönüş suyunun akacağı boruların akış hacmi Şekil (5.10)'da gösterilmiştir.

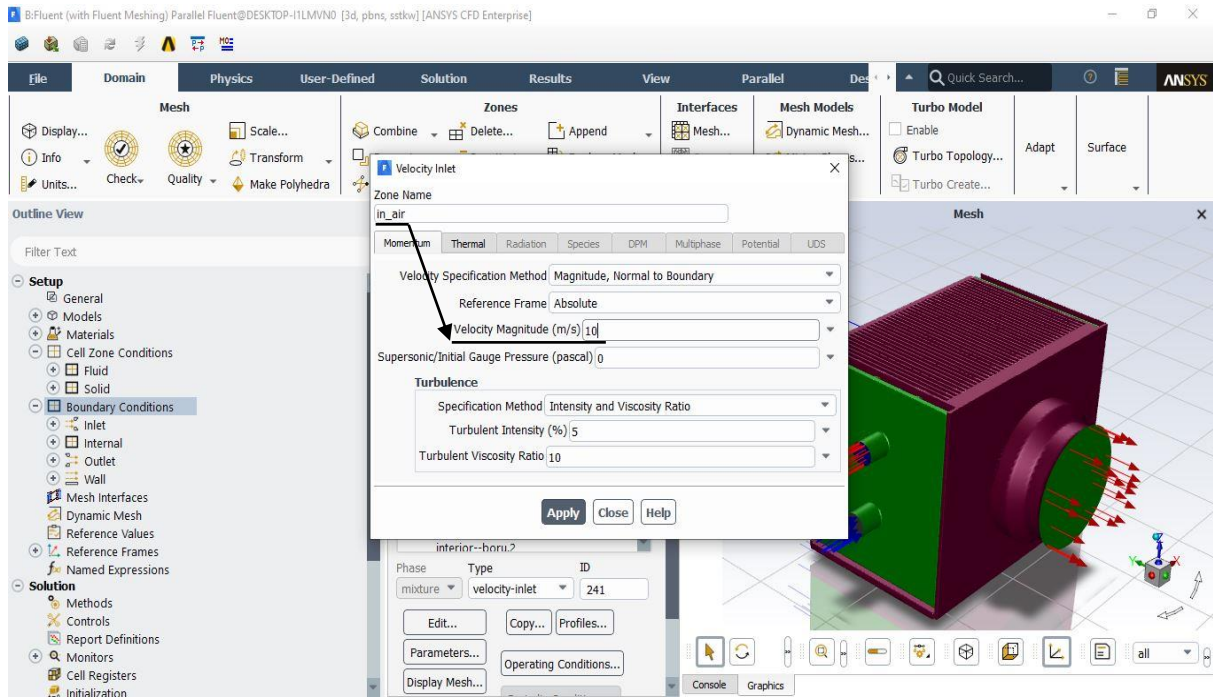


Şekil 5.11. Geri Dönüş Suyu için Sınır Şartları

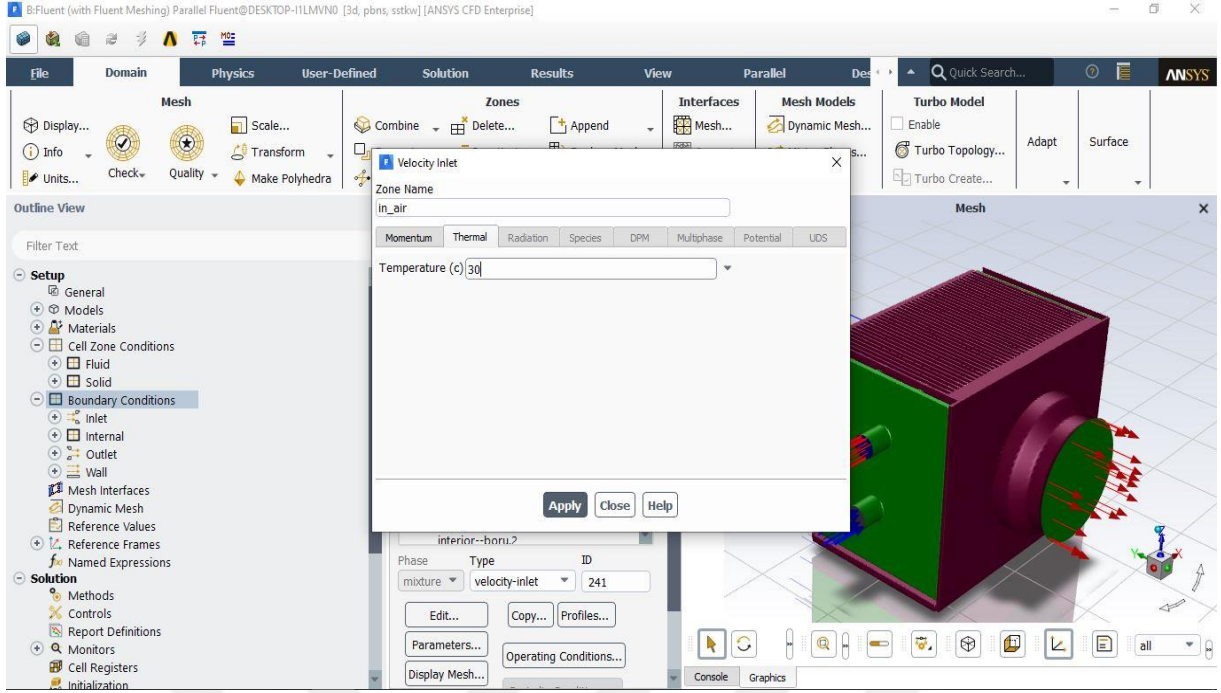


Şekil 5.12. Geri Dönüş Suyu için Sınır Şartları

Planlaması ve analitik çözümlmeleri yapılan senaryo durumu için tasarımı yapılan reküperatörün geri dönüş suyu için hız ve sıcaklık sınır şartları tanımlanmıştır. Sınır şartlarında sıcaklık girebilmemiz ve ısı transferini gözlemleyebilmemiz için öncesinde General sekmesinden Enerji denklemleri aktifleştirilmiştir. Bu sayede reküperatör içerisindeki ısı transferini gözlemleyebilmekteyiz. Geri dönüş suyu için sınır şartları Şekil (5.11) ve Şekil (5.12)'de gösterilmiştir. Yapılan bu sınır şartı parametre girişleri Boundary Conditions sekmesinden geri dönüş suyu için adlandırılan in_water sınır şartı içerisinde yapılmıştır.



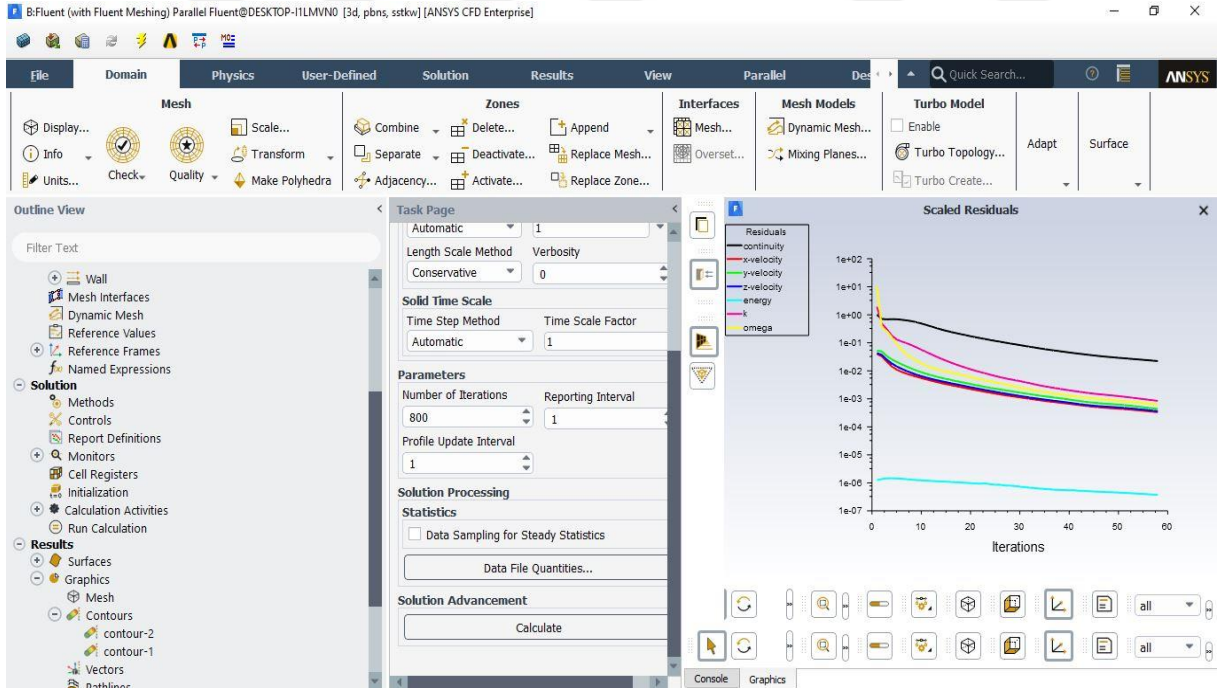
Şekil 5.13. Atık Baca Gazı için Sınır Şartları



Şekil 5.14. Atık Baca Gazı için Sınır Şartları

Atık baca gazı için tanımlanan sınır şartı tanımlamaları Şekil (5.13.) ve Şekil (5.14.) üzerinde gösterilmiştir.

5.7.3. Sayısal Analizin Çözülmesi



Şekil 5.15. Sayısal Çözümleme

Tasarımı yapılan reküperatör tasarımları için aynı sınır şartları kullanılarak bu sınır şartları doğrultusundaki farklılıkları gözlemlenmiştir. Deneme ve yanılma yöntemi ile sistemin

kararlı hale gelerek daha yakın sonuçlar verdiği iterasyon sayısı 800 olarak belirlenmiştir. Analiz çözümleme süreci ve analizin sürdürülmesi için kullanılan bilgisayar donanımı göz önüne alındığında bu iterasyon sayısı makul bir seviyede olduğuna karar verilmiştir. Aynı zamanda yakınsama değeri 1e-05 olarak alınmıştır.

5.8. Sayısal Analiz Çözümlerinin Sonuçlarının Karşılaştırılması

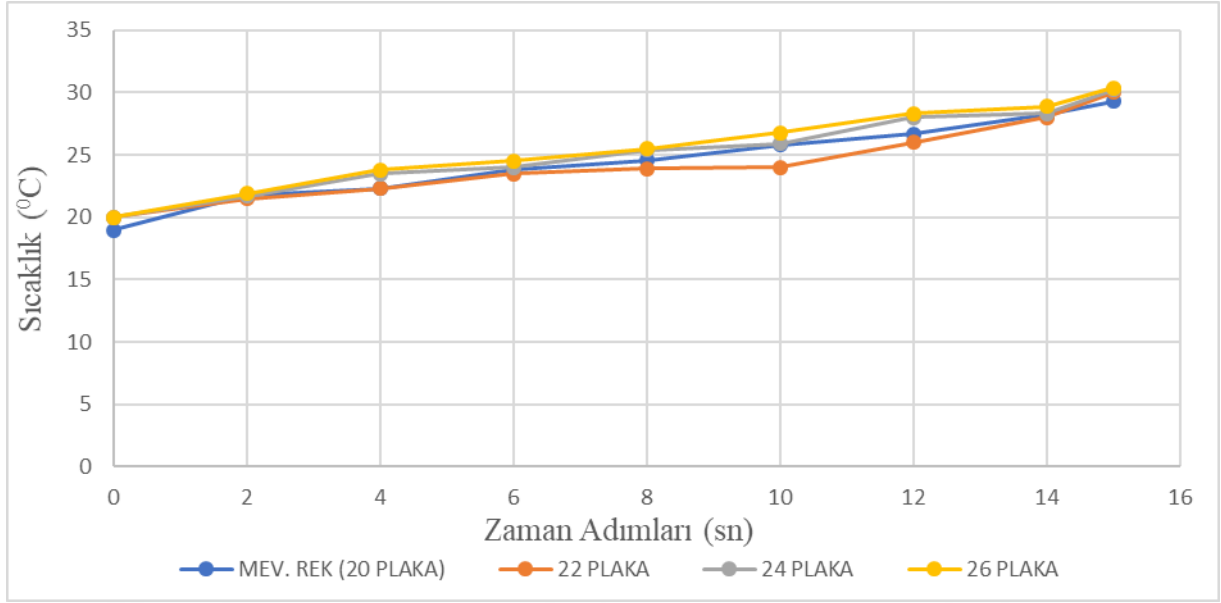
Sayısal çözümlerinin yürütülmesi sırasında reküperatörün kanatçık sayıları farklı reküperatör tasarımlarında farklı ısı transferi yüzey alanına sahip olduğundan dolayı kanatçıkları ihmal edilmemiştir. Yapılan sayısal analizlerin temel amacı farklı kanatçık sayılarıyla birlikte değişen reküperatör tasarım modelinde kanatçıkların sayısı ile geri dönüş suyuna yapılan ısı transferinin değişimi göz önüne alınmıştır.

- Yürütülen sayısal analiz çalışmalarının sonucunda aynı boru profilindeki dış akışın türbülans dağılımının gösterdiği davranışın artmadığı fakat kanatçık sayısının artmasıyla doğru orantılı olarak akışta direnç artışından dolayı atık baca gazının daha fazla hız kaybında uğradığı anlaşılmıştır.
- Sıcaklık dağılımına bakıldığında ise kanatçık sayısı arttığında geri dönüş suyunun su hacmi üzerinde daha homojen bir sıcaklık dağılımı gösterdiği görülmüştür. Bu homojen dağılım kanatçık sayısına bağlı olarak değişmektedir. Aynı zamanda baca gazının çıkış sıcaklığında da düşüş olduğu gözlemlenmiştir.

Tablo 5.8. Kullanım Suyu Sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

Zaman(sn)	Mev. Rek (20 Plaka)($^{\circ}\text{C}$)	22 Plaka (Tasarım) ($^{\circ}\text{C}$)	24 Plaka (Tasarım) ($^{\circ}\text{C}$)	26 Plaka (Tasarım) ($^{\circ}\text{C}$)
0	19	20	20	20
2	21,8	21,5	21,7	21,9
4	22,3	22,3	23,5	23,8
6	23,8	23,5	24	24,5
8	24,6	23,9	25,4	25,5
10	25,8	24	25,9	26,8
12	26,7	26	28	28,3
14	28,2	28	28,3	28,9
15	29,3	30	30,2	30,4

Tablo (5.8.) ile gösterilen çizelge de zamana bağlı olarak referans alınan mevcut reküperatör tasarımının alternatif tasarımlara göre geri dönüş suyu için gözlemlenen sıcaklık değerleri gösterilmektedir. Bu tablo aynı zamanda Şekil (5.9.)’da görsel olarak gösterilmiştir.

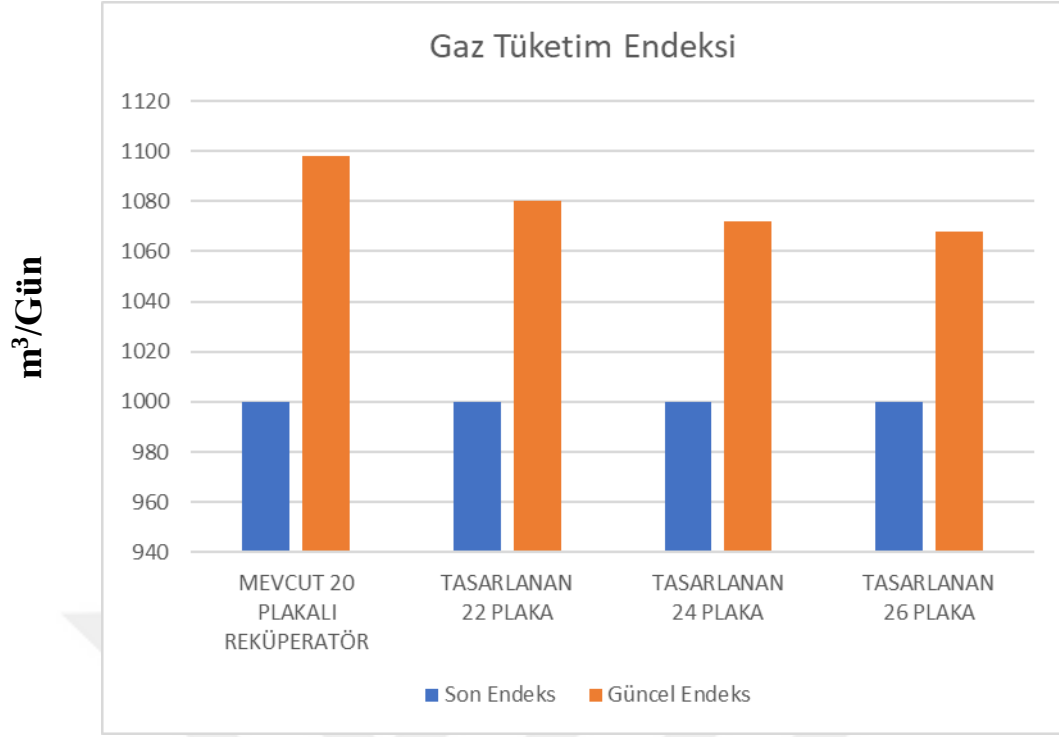


Şekil 5.16. Kullanım Suyu

Tablo 5.9. Gaz Tüketim Oranı

	Mevcut Rekuperatör	Tasarlanan 22 Plaka	Tasarlanan 24 Plaka	Tasarlanan 26 Plaka
Son Endeks	1000	1000	1000	1000
Güncel Endeks	1098	1080	1072	1068
Fark	98	80	72	68
Birim Fiyat	162,68	132,8	119,52	112,88
KDV	29,2824	23,904	21,5136	20,3184
Net Fiyat	191,9624 ₺	156,704 ₺	141,0336 ₺	133,1984 ₺
% Oran	10%	8%	7%	7%

Tablo (5.9)'da karşılaştırması verilen referans alınan mevcut rekuperatör ile tasarlanan rekuperatörlerin gaz tüketim oranları ve endeksleri verilmiştir. Çizelge sonuçları incelendiğinde kanatçık sayısının artımıyla birlikte gaz tüketim oranında gözle görülür bir düşüş olduğu görülmektedir. Aynı zamanda kanatçık sayısının artması gaz tüketim indeksinin güncel endeksi aşmadığı görülmektedir. Şekil (5.10.)'da elde edilen sonuçlar görsel olarak gösterilmektedir.



Şekil 5.17. Gaz Tüketim Oranı

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan tez çalışmasında kombilerin atık baca gazının ısısının kullanımı sağlanarak bu ısısının sisteme geri kazanımını sağlayan eşanjörün kanatçık sayısının artırılmasıyla kombi sisteminin tamamının ısı verimi performansının arttığı yapılan analitik çözümleme hesapları ve sayısal analizler sonucunda anlaşılmaktadır. Yapılan bu analizlerin sonucu olarak aşağıda listelenen maddeler halindeki bulgular elde edilmiştir.

- Çalışması yapılan analitik ve sayısal çözümlemelerde Hermetik kombilerde atık baca gazı olarak dışarıya atılan yanmış gazın ısısının sisteme geri kazandırılmasını sağlayan reküperatör tasarımları ortaya çıkartılmıştır. Analiz sonuçları doğrultusunda atık baca gazının ısısından faydalanılan ısı ile ön ısıtma yapılan suya olan ısı miktarının arttığı gözlemlenmiştir.
- Reküperatör tarafından ısıtma işlemine tabii tutulan geri dönüş suyunun ortalama sıcaklık değerinin 4-5 derece kadar yükseldiği tespit edilmiştir. Aynı zamanda gaz tüketiminde %4 oranında bir iyileşme sağlandığı analizler sonucunda görülmüştür. Kullanılan plaka sayısının artmasıyla birlikte doğru orantılı olarak kullanım suyu olan geri dönüş suyunun sıcaklığının arttığı gözlemlenmiştir.
- Kanatçık sayısının doğrudan artırılıp, dairesel boru geometrisinin sabit kabul edilmesinin yanı sıra plakaların arasındaki mesafe değiştirildiğinde ise kullanım suyunun sıcaklık değerinin ters orantılı şekilde azaldığı saptanmıştır.
- Termodinamik çözümlemelerin kullanılması ile yapılan yoğunlaşma prosesi analizlerinde atık baca gazının termodinamik özelliklerinin hava ile aynı termodinamik özelliklere sahip olduğu kabulü yapılarak hesaplamalar yapılmıştır. Bu kabul sayesinde atık baca gazının iç basıncı parametre değeri sabit olarak kabul edilerek sıcaklığının düşürülmesine bağlı olarak su buharı moleküllerinin yoğunlaşma debisinin hesaplamaları yapılmıştır.
- Geliştirilen alternatif tasarım reküperatörün, referans alınan mevcut tasarım reküperatöre göre ısı transferi yüzey alanında toplamda yaklaşık %3'lük bir artış yapılmıştır. Kanatçık sayısının dairesel form yapısıyla birlikte geçiş sayısının sabit kalacak şekilde artırılmasıyla yapılan sayısal analiz çalışmaları sonucunda ısı verim performansın mevcut duruma göre yaklaşık %4,75'lik bir artış yaşadığı görülmüştür.

- Yapılan alternatif tasarımlardaki reküperatör geometrisinden dolayı atık baca gazının hızındaki yavaşlamadan dolayı ortaya çıkan basınç kaybının kombi yanma emisyonlarına olumsuz yönde etki etmediği ve kontrol altında tutulduğu yapılan sayısal analizler sonucunda gözlemlenmiştir.
- Yürütülen sayısal analizlerin sonucunda geliştirilen reküperatör tasarımının referans alınan mevcut reküperatör tasarıma oranla aynı akış şartları altında %5 daha az oranda atık baca gazı direnç kaybı oluşturduğu görülmüştür.
- Kombi sistemlerinde kullanılması amacıyla yapılan yeni eşanjör tasarımının yürütülmesi düşünüldüğünde, reküperatörün tasarım parametreleri özellikle sadece ısı performansını arttırıcı yönde olmasına dair şartlandırılmamalıdır. Yapılan analitik ve sayısal analizler doğrultusunda tasarım geometrisinin içinde basınç ve sıcaklık dağılımlarının yoğuşma prosesine olan etkileri de yorumlanmalı ve dikkate alınmalıdır.
- Yeni reküperatör tasarımına göre plaka sayısı artması ile birlikte gaz tüketiminin azalması kaynaklı, birim maliyetlerde azalma görülmüştür.

KAYNAKÇA

- Abd-El Mageed, H. S.** (2018). Cost Analysis and Optimal Sizing of PV-Diesel Hybrid Energy Systems. *American Journal of Renewable and Sustainable Energy*. 4(3), 47-55.
- Abu Madi. vd.** (1998).Performance charecteristics correlation for round tube and plate finned heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, 21, 507-514
- Aras.** (1991).Doğal Gaz yakan sistemlerde baca gazından ısı geri kazanımı,Anadolu Üniversitesi,Yüksek Lisans Tezi, 1-60
- Arslan.** (2012). Kanatlı boruda ısı değıştiricilerinde iç yüzeyi yivli boru kullanımının ısı geçişine etkisi ,*Tesisat dergisi* , Sayı:132
- Chang. vd.** (2010) Generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 40, p.533-544
- Çengel vd.** (1996), Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, (Çev. T. Derbentli), İstanbul Literatür Yayıncılık 2. baskı, s.627, 635, 794, 818
- Çelik .**(2016).Rekuperatör Boru Konstrüksiyonun verime etkisinin deneysel ve sayısal yöntemlerle incelenmesi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi FBE, Yüksek lisans tezi.
- Çomaklı,** (2018), Doğalgaz yakıtlı katı kazandan çıkan atık baca gazının ekserji analizi, *Mühendis ve makine*,cilt 56,sayı 670, 58-64.
- Dal, A.R.** (2007), Kombilerde kullanılan ısı değıştiricisi farklı kanatçık geometrilerinin kombi verimine etkisinin sayısal analizi, Doktora tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 101 s. (yayımlanmış)
- Daloğlu vd.** (1999).Natural Convection in a periodically finned vertical channel, *Heat and Mass Transfer*, 30, p. 1175-1182
- Durmaz.** (2007), Kombilerde kullanılan ısı değıştiricisi farklı kanatçık geometrilerinin kombi verimine etkisinin sayısal analizi, *Diss Fen Bilimleri Enstitüsü*,100-115
- Ektesabi, vd.** (1989). Flow and Heat Transfer in Wavy Sinusoidal Channels (Part II, Pressure Drop and Flow Pattern of Turbulent Flow Field),” *Jpn. Res.*, 18, pp. 32–43.
- Hemin, vd.** (2021).Dynamic characteristics of the recuperator thermal performance in a S-CO₂ Brayton cycle, 1 Journey 2021,119017
- Hussam, vd.** (2018). Waste heat recovery Technologies ans applications, June 2018,pp 268-289

- Jokar, A., and O'Halloran, S. P.**(2013). Heat Transfer and Fluid Flow Analysis of Nanofluids in Corrugated Plate Heat Exchangers Using Computational Fluid Dynamics Simulation,” ASME J. Therm. Sci. Eng. Appl., 5, p. 011002
- Kays, W. M. vd.** (1984). Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- Kaya,**(2013). Tüpraş İzmit rafinerisi atık çamur yakma tesisinin enerji geri kazanım potansiyeli etüdü. TRDİZİN,1300-3402,45-51.
- Kapar,**(2015). Kombideki ısı değiştirici kapasite tasarım parametreleri etkisi. Dergi park,666,38-45).
- Karanfil vd.,**(2020). Isı geri kazanım sistemleri ve verim analizi, Dergi park,127-137).
- Kocabaş** (2011). Isı değiştirici performansının deney tasarımı metoduyla analizi. Afyon Kocatepe Üniversitesi Dergisi,1174-1180, 2018.
- Kotcioğlu. vd.** (2011). Düşey dikdörtgen kesitli bir kanalda farklı kanatçıklı yüzeylerde ısı transferinin incelenmesi, DEU Fen ve Mühendislik Dergisi, 2 s. 89- 102
- Köseoğlu. vd.** (2015). Farklı ısı eşanjörlerine sahip kombi cihazlarının performanslarının deneysel olarak karşılaştırılması, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 30, s. 29-37
- Kuck.** (1996). Efficiency of vapour-pump-equipped condensing boilers, Applied Thermal Engineering, 16, p. 233-244
- L.A.O., vd.** (1997). A comparative study of elliptical and circular sections in one and two row tubes and plate fin heat exchangers, International Journal of Heat Fluid Flow, 18, p. 247-252
- Lee., vd.** (2001). Optimal shape and arrangement of staggered pins in the channel of a plate heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, p. 3223-3231 Mendes, P.S.,
- Lin, W. vd.** (2012). Performance Analysis of a Countercurrent Flow Heat Exchanger Placed on the Truck Compartment Roof,” ASME J. Therm. Sci. Eng. Appl., 4, p. 041004.
- Madan.** (2014). Seramik fırınlarında atık baca gazında enerji geri kazanımı ve bir uygulama. Bilecik Şeyh Edebali Üniveristesi FBM,2014.

- Mendes, P.S.** (1984). Periodically converging-diverging tubes and their turbulent heat transfer, pressure drop, fluid flow and enhancement characteristics International Journal of Heat and Mass Transfer, 106, p. 55-63
- O'Brien vd.** (1982). "Corrugated-Duct Heat Transfer, Pressure Drop and Flow Visualization," ASME J. Heat Transfer, 104, pp. 410–416.
- Omar, M.A.** (2014). Yoğuşmalı kombiler için çok geçişli kompakt ısı değiştiricisi ve yarı küresel metal matrix yakıcının geliştirilmesi, Doktora tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 134 s. (yayımlanmamış)
- Onbaşıoğlu, M.A.** (2017). Panjur kanatlı ısı değiştiricilerin performansının deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği yaklaşımı ile incelenmesi, Mühendis ve Makine, Cilt 58, 41-55.
- Okbaz, vd.** (2020). Isı borulu ısı geri kazanım sisteminin performansını etkileyen faktörlerin incelenmesi, 1300-3399/41-46.
- Özçelik, M.O.** (2012). Doğrudan ateşlemeli, kanatlı borulu ısı değiştiricinin modellenmesi, Yüksek lisans tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 87 s. (yayımlanmamış)
- Özkaymak vd.** (2014). Atık baca gazı kullanımı ile termoelektrik jeneratörlerde elektrik üretiminin faydalı kullanımının deneysel incelenmesi, Gazi Üniversitesi, 289-298.
- Rich, D.G.** (1973). The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of Multirow, Smooth Plate Fin Tube Heat Exchanger, ASHRAE Transactions, 79(2): p. 137-145
- Şara, O.N. vd.** (2001). Enhancement heat transfer from a flat surface in a channel flow by attachment of rectangular blocks, International Journal of Energy Research, 25, p. 563-576
- Shang, vd.** (2017). A Total heat recovery system between the flue gas and oxidizing air of a gas fired, 25, p. 613-623
- Sparrow E.M.** (1984). Periodically converging-diverging tubes and their turbulent heat transfer, pressure drop, fluid flow and enhancement characteristics International Journal of Heat and Mass Transfer, 106, p. 55-63
- Şahan,** (2003). 3-D Isı geri kazanım eşanjörlerinin kullanım opsiyonları, VI. Ulusal Tesisat Kongresi, 139-152

- Şahin, H.M. vd.** (2007). 3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behaviour in plate tube, *Applied Thermal Engineering*, 27, 1806-1816
- Terhan.** (2015). Doğalgaz yakıtlı bir kazanda baca gazından enerji geri kazanımı. Atatürk Üniversitesi FBE, 2015.
- Terhan vd.,** (2015). Atık baca gazı ısısı ile kazan yakma havasının ön ısıtılmasının fizibilitesi, 668, 56-53.
- TS EN 15502.**(2013). Anma ısı yükü 70 kW'ı aşmayan kombine kazanlar için belirli şartlar, TSE.
- Uysal,** (2019). Endüstriyel boyahane tesislerinde baca gazı atık ısının geri kazanım analizi ve bir uygulama, Balıkesir Üniversitesi akademik arşiv.
- Variyenli vd.,** (2018). Hermetik gaz yakıcı cihazlardaki atık ısı enerjisinin elektrik enerjisine dönüştürülmesi, *Politeknik Dergisi*, 1302-0900.
- Yılmaz, O.T.** (2015). Doğalgazlı ısıtma cihazlarında (kombi) atık gazdan enerji kazanımı sağlayan yeni nesil plakalı reküperatörün simülasyon tabanlı geliştirilmesi, *Teskon*, İzmir, s. 593-614
- Wang, G. vd.** (1995). “Convective Heat Transfer in Periodic Wavy Passages,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38, pp. 3219–3230.