

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**ÇİFT KADEMELİ PİSTONLU BİR HAVA KOMPRESÖRÜ VE ARA
SOĞUTUCUSU TASARIMI VE ANALİZİ**

Mehmet Can GEREK

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

AĞUSTOS 2020

ANTALYA

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**ÇİFT KADEMELİ PİSTONLU BİR HAVA KOMPRESÖRÜ VE ARA
SOĞUTUCUSU TASARIMI VE ANALİZİ**

Mehmet Can GEREK

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

AĞUSTOS 2020

ANTALYA

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇİFT KADEMELİ PİSTONLU BİR HAVA KOMPRESÖRÜ VE ARA
SOĞUTUCUSU TASARIMI VE ANALİZİ**

Mehmet Can GEREK

**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

AĞUSTOS 2020

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇİFT KADEMELİ PİSTONLU BİR HAVA KOMPRESÖRÜ VE ARA
SOĞUTUCUSU TASARIMI VE ANALİZİ**

Mehmet Can GEREK

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bu tez 27/08/2020 tarihinde jüri tarafından Oybirliği / Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Ahmet ÇAĞLAR (Danışman)

Prof. Dr. İbrahim ATMACA

Prof. Dr. Ahmet KABUL

ÖZET

ÇİFT KADEMELİ PİSTONLU BİR HAVA KOMPRESÖRÜ VE ARA SOĞUTUCUSU TASARIMI VE ANALİZİ

Mehmet Can GEREK

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ahmet ÇAĞLAR

Ağustos 2020; 81 sayfa

Çift kademeli pistonlu tip kompresörler sanayide sıkça kullanılan cihazlardır ve bu cihazların kademeleri arasında yapılan ara soğutmanın iyileştirilmesi, cihazın performansını ve enerji tüketimini önemli ölçüde etkilemektedir. Ara soğutma yaparak kompresör enerji tüketimini azaltmak ve sistemin enerji verimliliğini artırmak için ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Bu çalışmada, basınçlı hava üretmek için kullanılan çift kademeli pistonlu tip bir hava kompresörünün detaylı bir tasarımı yapılmıştır. Ayrıca, çift kademeli kompresörün kademeleri arasında ara soğutma yapmak için ısı değiştiricisi tasarlanmıştır. Gövde borulu ısı değiştiricisi kullanılarak elde edilen üç farklı modelin ısı analizleri yapılmıştır. Simülasyonlar sonucunda en uygun model seçilerek termodinamik açıdan değerlendirmesi yapılmıştır. Çift kademeli pistonlu hava kompresörünün tasarımı MATLAB SİMULİNK programında yapılmıştır. Isıl analizler ise ANSYS programı kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada kullanılan yöntem ve oluşturulan model, hem kompresör tasarımında hem de farklı tip ısı değiştiricilerinin test edilmesinde kolaylık sağlamaktadır. Çalışma, kompresörün tasarım parametrelerine bağlı olarak en iyi performansı sergileyen ısı değiştiricisinin tespitini mümkün kılmaktadır.

ANAHTAR KELİMELEER: Ara soğutma, Isı değiştirici tasarımı, Isıl analiz, Kompresör kademeleri, Kompresör tasarımı, Pistonlu kompresör.

JÜRİ: Doç. Dr. Ahmet ÇAĞLAR

Prof. Dr. İbrahim ATMACA

Prof. Dr. Ahmet KABUL

ABSTRACT

DESIGN AND ANALYSIS OF A TWO-STAGE PISTON COMPRESSOR AND ITS INTERCOOLER

Mehmet Can GEREK

MSc Thesis in Mechanical Engineering

Supervisor: Associate Professor Ahmet ÇAĞLAR

August 2020; 81 pages

Two-stage reciprocating compressors are frequently used devices in industry, and the improvement of cooling between the stages of these devices significantly affects the performance and energy consumption of the devices. Heat exchangers are used to reduce compressor energy consumption and increase the energy efficiency of the system by intercooling. In this study, a detailed design is performed for a two-stage piston type air compressor used to produce compressed air. In addition, a heat exchanger is designed for intercooling between the stages of the two-stage compressor. Thermal analyzes are performed for three different models obtained by using shell and tube type heat exchanger. As a result of the simulations, the most suitable model has been selected and evaluated from thermodynamics point of view. The design of the two-stage piston type air compressor has been made in the MATLAB SIMULINK program. Thermal analyzes, on the other hand, have been performed using ANSYS program. The method used and the model created in this study provide simplicity in both compressor design and testing of different types of heat exchangers. This study enables determining the heat exchanger with the best performance depending on the design parameters of the compressor.

KEYWORDS: Compressor design, Compressor stages, Heat exchanger design, Intercooling, Piston compressor, Thermal analysis.

COMMITTEE: Assoc. Prof. Dr. Ahmet ÇAĞLAR

Prof. Dr. İbrahim ATMACA

Prof. Dr. Ahmet KABUL

ÖNSÖZ

Kompresörler ilk bulunduklarından itibaren sanayide hatta evlerimizin içinde dahi yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Sıkıştırılmış hava veya sıkıştırılmış diğer gaz türlerine endüstride hemen hemen her alanda ihtiyaç duyulmaktadır. Yol yapım çalışmalarından, yüzey ve kalıp temizliğine kadar, soğutma işlemlerinden, maden işletmelerindeki ve işyerlerindeki hava sirkülasyonunun sağlanması, otomobil motorlarına yüksek basınçlı hava basılabilmesine kadar hatta ev tipi cihazlar dahil bir çok kullanım alanları mevcuttur.

Birçok farklı tip kompresör türü olmakla beraber bunlar içerisinde en yaygın kullanılanlarından şüphesiz ki bir tanesi de pistonlu kompresörlerdir. Piston içeren motorların ve aşınmaya fazlasıyla dirençli malzemelerin gelişmesiyle birlikte, pompalı bir yağlama sistemi içermeyen ve üretmesi fazlasıyla basit çeşitleri de üretilmeye başlanmıştır. Düşük debiye gereksinim duyulan ve akış kalitesinin mükemmel olmasına lüzum olmayan, hemen hemen her yerde kullanılabilirler.

Bu çalışmada kullanılmış olan çift kademeli pistonlu hava kompresörü için piyasada olan bir kompresör kullanılmamıştır, yeni bir kompresör için baştan tasarım yapılmıştır. Kademeler arasında kullanılmış olan ısı değiştiriciler de kompresör gibi piyasada olan ısı değiştiriciler değil, modelinin baştan yapıldığı ısı değiştiriciler hazırlanmış ve bu ısı değiştiricilerin ısı analizleri yapılmıştır. Yapılmış olan analizlerde ve hesaplamalarda analiz programlarından yararlanılmış olup elde edilen bulgular doğrultusunda bilgisayar ortamında, sistem ve tasarım üzerinde geliştirmeler de yapılabilecek ve sistem için en uygun ısı değiştirici tasarımı tespit edilmiştir.

Çalışmalar sırasında yardım ve tecrübelerini esirgemeyen, her konuda destek olan danışmanım Doç Dr. Ahmet ÇAĞLAR hocama teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
AKADEMİK BEYAN	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK TARAMASI	4
2.1. Literatür Taraması.....	4
2.2. Kuramsal Bilgiler	6
2.2.1. Kompresörlerin tarihçesi.....	6
2.2.2. Kompresör türleri	6
2.2.2.1. Hacimsel kompresörler	6
2.2.2.1.1. Pistonlu Kompresörler.....	7
2.2.2.1.2. Vidalı Kompresörler.....	9
2.2.2.2. Dinamik kompresörler	10
2.2.3. Kompresörlerin çalışma prensipleri	11
2.2.3.1. Basınç	11
2.2.3.2. Gaz Kanunları	11
2.2.3.3. Sıkıştırma Sıcaklığı.....	11
2.2.3.4. Ara Soğutma	12
3. MATERYAL VE METOT	13
3.1. Kompresör Elemanları	13
3.1.1. Piston.....	13
3.1.2. Piston Segmanı.....	14
3.1.3. Biyel Kolu	14
3.1.4. Krank Mili.....	15
3.1.5. Subablar.....	16
3.1.6. Silindir Bloğu	16
3.1.7. Karter.....	17
3.1.8. Basınçlı Hava Tankı.....	17

3.2. Isı Değiştiriciler.....	18
3.2.1. Isı değişim şekline göre sınıflandırma	18
3.2.1.1. İndirekt temaslı ısı değiştiriciler	18
3.2.1.2. Doğrudan temaslı tip	19
3.2.2. Akışkan sayısına göre sınıflandırma	19
3.2.3. Yüzey kompaktlığına göre sınıflandırma.....	19
3.2.3.1. Gazdan-akışkana ısı değiştiriciler	19
3.2.3.2. Sıvıdan-sıvıya faz değişimi ısı değiştiricileri.....	20
3.2.4. Yapısal özelliklerine göre sınıflandırma	20
3.2.4.1. Borulu ısı değiştiriciler.....	20
3.2.4.2. Levha tip ısı değiştiriciler.....	21
3.2.4.3. Kanatlı tip ısı değiştiriciler.....	22
3.2.4.4. Rejeneratörler	22
3.2.5. Akış şekillerine göre sınıflandırma	22
3.2.5.1. Tek geçişli ısı değiştiriciler	23
3.2.5.2. Çok geçişli ısı değiştiriciler.....	23
3.2.6. Isı transfer mekanizmalarına göre sınıflandırma.....	23
3.3. ANSYS.....	24
3.3.1. FLUENT	25
3.3.1.1. Navier-Stokes denklemleri.....	25
3.3.1.2. FLUENT yazılımında türbölans modelleri	26
3.3.1.2.1. RNG k-epsilon (k-ε) modeli.....	27
3.3.1.2.1.1. RNG k-epsilon türbölans modeli için iletim denklemleri	27
3.3.1.2.1.2. Efektif viskozite modellemesi	27
3.3.1.2.1.3. Ters efektif Prandtl sayısının hesabı	28
3.3.1.2.1.4. Epsilon denklemindeki R terimi.....	28
3.4. MATLAB-SİMULİNK	29
3.5. Kompresör Tasarımı 1. Aşama	30
3.5.1. Atmosfer koşullarında kompresöre giriş yapacak havanın debisi.....	30
3.5.2. Kademe Strok Hacimlerinin Belirlenmesi	31
3.5.3. Alçak basınç silindiri strok hacmi.....	32
3.5.4. Piston çapları ve strok uzunlukları	33

3.5.4.1.	Alçak basınç kademesi	33
3.5.4.2.	Yüksek basınç kademesi	33
3.5.5.	Pistonların ortalama ve maksimum hızları.....	33
3.5.5.1.	Alçak basınç kademesi	33
3.5.5.2.	Yüksek basınç kademesi	33
3.5.6.	Her bir kompresöre bağlanacak motor gücü hesabı.....	34
3.5.7.	Kompresörün kapasitesi	34
3.5.8.	Subapların boyutlandırılması	34
3.5.8.1.	Emme subabı.....	34
3.5.8.2.	Basma subabı	35
3.6.	Isı Değiştirici Analizleri ve Isı Değiştirici Seçimi	36
3.6.1.	Isı değiştiriciye giren havanın ve soğutucu suyun özellikleri	36
3.6.2.	5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizi	36
3.6.2.1.	5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici modeli.....	37
3.6.2.2.	5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh işlemi.....	39
3.6.2.3.	5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizi	41
3.6.3.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizi	42
3.6.3.1.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici modeli.....	42
3.6.3.2.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh işlemi.....	44
3.6.3.3.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizi	46
3.6.4.	9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizi	47
3.6.4.1.	9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici modeli.....	47
3.6.4.2.	9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh işlemi.....	49
3.6.4.3.	9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizi	51
3.7.	Kompresör Tasarımı 2. Aşama	52
3.7.1.	Subaplarda kullanılacak yayların seçilmesi	52
3.7.2.	Hareketli elemanların kinematığı.....	53
3.7.2.1.	Açık basınç silindiri.....	53
3.7.2.2.	Pistonun Boyutlandırılması.....	53
3.7.2.2.1.	Alçak basınç pistonu	53
3.7.2.2.2.	Yüksek basınç pistonu	55
3.7.3.	Biyellerin boyutlandırılması ve kütlelerinin indirgenmesi	57

3.7.3.1.	Alçak basınç kademesi	57
3.7.3.2.	Yüksek basınç kademesi	57
3.7.4.	Krank milinin boyutlandırılması ve dinamik dengesi	57
3.7.4.1.	Alçak basınç kademesi	57
3.7.4.2.	Yüksek basınç kademesi	59
4.	BULGULAR VE TARTIŞMA.....	62
4.1.	Isı Değiştirici Seçimi.....	62
4.2.	Çift Kademeli Pistonlu Hava Kompresörün Boyutlandırma Sonuçları	65
4.2.1.	Motor Gücü	65
4.2.2.	Subabların Boyutlandırılması	65
4.2.2.1.	Emme Supabı	65
4.2.2.2.	Basma Supabı.....	65
4.2.3.	Subablarda Kullanılacak Yayların Seçimi	66
4.2.3.1.	Emme Supabı İçin Kullanılacak Yay Seçimi.....	66
4.2.3.2.	Basma Supabı İçin Kullanılacak Yay Seçimi	66
4.2.4.	Hareketli Elemanların Kinematığı	66
4.2.4.1.	Silindir.....	66
4.2.4.2.	Pistonun Boyutlandırılması.....	66
4.2.5.	Krank millerinin boyutlandırılması.....	67
5.	SONUÇLAR.....	69
6.	KAYNAKLAR.....	70
7.	EKLER	72
ÖZGEÇMİŞ		

AKADEMİK BEYAN

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “Çift Kademeli Pistonlu Bir Hava Kompresörü ve Ara Soğutucusu Tasarımı ve Analizi” adlı bu çalışmanın, akademik kurallar ve etik değerlere uygun olarak yazıldığını belirtir, bu tez çalışmasında bana ait olmayan tüm bilgilerin kaynağını gösterdiğimi beyan ederim.

.

...../...../20....

Öğrencinin Adı Soyadı

İmzası

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

P	: Basınç
N	: Newton
V	: Hacim
T	: Sıcaklık
B	: Yüzey Alan Yoğunluğu
A	: Alan
ρ	: Yoğunluk
V	: Hız
t	: Zaman
f	: Bünye Kuvveti
τ	: Viskoz Gerilme
h	: Entalpi
Q	: Isı Transferi
Φ	: Dissipasyon (Tersinir Olmayan Viskoz İşten Kaynaklanan Kayıp Fonksiyonu)
G_k	: Ortalama Hız Gradyenlerin Nedeni ile Oluşan Türbülans Kinetik Enerji
G_b	: Kaldırma Kuvvetinden Dolayı Oluşan Türbülans Kinetik Enerji
Y_M	: Sıkıştırılabilir Türbülansda Dalgalı Genişleme Dağılımı
a_k	: k İçin Ters Efektif Prandtl Sayısı
a_ε	: ε İçin Ters Efektif Prandtl Sayısı
Q	: Hacimsel Debi
R	: Gaz Sabiti
q	: Kütlesel Debi
m	: Kütle

n	: Devir Sayısı
n	: politropik Üs
η	: Verim
D	: Piston Çapı
H	: Strock Uzunluğu
C	: Piston Hızı
ΔW	: İş
NI	: motor gücü
u	: Hız
d_b	: Basma Kanalı Yarıçapı
d_e	: Emme Kanalı Yarıçapı
μ	: dinamik viskozite
S_{em}	: Emme Subabı Yüzey Alanı
δ	: Emme Subabı Alçalma Derinliği
f	: Yay Kuvveti
k	: Yay Sabiti
L	: Biyel Uzunluğu
ε_0	: Eksantrik Oran
α_s	: Silindir Malzemesi Genişleme Katsayısı
α_p	: Silindir Malzemesi Genişleme Katsayısı
T_b	: Piston Başı Sıcaklığı
S	: Piston Kesit Alanı
Θ	: Krank Mili Dönme Açısı
α	: Ses Hızı
ω	: Açısal Hız
γ	: Öz Ağırlık

ϵ^* : Strok Hacimleri İçin Sıkıştırma Oranı



Kısaltmalar

TEP : Ton Eşdeğer Petrol

STK : Soğutma Tesir Katsayıları

CFD : Computational Fluid Dynamics

CAD : Computer Aided Design

FEA : Finite Element Analysis

Ü.Ö.N.: Üst Ölü Nokta

A.Ö.N.: Alt Ölü Nokta



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	Hacimsel bir kompresör	7
Şekil 2.2.	Emme subabı çalışması	8
Şekil 3.1.	Kompresör pistonu	13
Şekil 3.2.	Piston segmanları	14
Şekil 3.3.	Biyel kolu	15
Şekil 3.4.	Krank mili	15
Şekil 3.5.	Subaplar	16
Şekil 3.6.	Silindir bloğu	16
Şekil 3.7.	Basınçlı hava tankı	17
Şekil 3.8.	Gövde-boru tipli ısı değiştirici şematik gösterimi	20
Şekil 3.9.	Spiral levhalı ısı değiştirici	21
Şekil 3.10.	Kanatçıklı borulu ısı değiştirici	22
Şekil 3.11.	ANSYS modüler yapısı	23
Şekil 3.12.	Çift kademeli bir kompresörün P-V diyagramı	32
Şekil 3.13.	İlk Kademenin şematik görünümü	35
Şekil 3.14.	5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici modeli	37
Şekil 3.15.	5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları üst görünümü	37
Şekil 3.16.	5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları ön görünümü	38
Şekil 3.17.	5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları yan görünümü	38
Şekil 3.18.	5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh özellikleri	39
Şekil 3.19.	5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh ön görünümü	40
Şekil 3.20.	5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh görünümü üst görünümü	40
Şekil 3.21.	5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizinde elde edilen iterasyon sonuçları	41
Şekil 3.22.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici modeli	42

Şekil 3.23.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları üst görünümü .	42
Şekil 3.24.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları ön görünümü..	43
Şekil 3.25.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları yan görünümü	43
Şekil 3.26.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh özellikleri.....	44
Şekil 3.27.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh ön görünümü.....	45
Şekil 3.28.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh üst görünümü	45
Şekil 3.29.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizinde elde edilen iterasyon sonuçları	46
Şekil 3.30.	9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici modeli	47
Şekil 3.31.	9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları üst görünümü .	47
Şekil 3.32.	9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları ön görünümü..	48
Şekil 3.33.	9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları yan görünümü	48
Şekil 3.34.	9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh özellikleri.....	49
Şekil 3.35.	9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh ön görünümü.....	50
Şekil 3.36.	7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh üst görünümü	50
Şekil 3.37.	9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizinde elde edilen iterasyon sonuçları	51
Şekil 3.38.	Pernonun, pistondaki yataklarına etki eden reaksiyon kuvvetleri (Y,Y) şematik gösterimi.....	54
Şekil 3.39.	Alçak basınç kademesi krank mili ön görünümü	58
Şekil 3.40.	Alçak basınç kademesi krank mili yan görünümü.....	58
Şekil 3.41.	Yüksek basınç kademesi krank mili ön görünümü.....	59
Şekil 3.42.	Yüksek basınç kademesi krank mili yan görünümü	60
Şekil 4.1.	5 Soğutucu borulu ısı değiştiricideki sıcaklık ve akış simülasyonu .	62
Şekil 4.2.	7 Soğutucu borulu ısı değiştiricideki sıcaklık ve akış simülasyonu .	63
Şekil 4.3.	9 Soğutucu borulu ısı değiştiricideki sıcaklık ve akış simülasyonu ..	64
Şekil 4.4.	Seçilen ısı değiştirici.....	64

Şekil 4.5.	Alçak basınç kademesi krank mili boyutları	67
Şekil 4.6.	Alçak basınç kademesi krank mili boyutları	67
Şekil 4.7.	Yüksek basınç kademesi krank mili boyutları.....	68
Şekil 4.8.	Yüksek basınç kademesi krank mili boyutları.....	68



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Fluent yazılımının kullandığı türbülans modelleri	28
--	----



1. GİRİŞ

Ekonominin en temel hedefini belirleyen, insanoğlunun yaşam standartlarını olabildiğince yükseltme fikri endüstriyelleşme ile milli gelirin artması için gösterilen gayretleri de maksimum oranda tetiklemektedir. Bunun sonucu olarak da endüstriyelleşme ile başlayıp ve zaman geçtikçe önemini ciddi oranlarda arttıran çevre sorunları nedeniyle, topluluklar dünyanın doğallığını korumak ve gelecek nesillere belki de şu devirden daha yaşanabilir bir dünyayı miras bırakabilmek için büyük ölçüde problemlerle yüzleşmektedir. Enerji kaynakları olarak nitelendirdiğimiz kaynakların / yakıtların araştırılmasından tüketimine geçilmesine kadar ilerlenen her adımda, negatif yönde dünyanın ekosistemini etkileyecek etkiler oluşmakta ve bu yan etkiler bölgesel sınırlar içerisinde kalmayıp ciddi ve büyük ölçüde sınır tanımayan ya da tanımayacak evrensel ve dünyasal seviyelere ulaşmaktadır. Enerji ihtiyacında fosil kaynakların / yakıtların önemli bir yer tutması nedeniyle çevresel ya da küresel sorunlar daha da ciddi bir seviyeye doğru ilerlemektedir (Variyenli 2008).

Ülkemiz gibi endüstriyelleşme evrimini henüz bitirememiş, hala kalkınmakta olan ülkelerde, enerji talebi çok büyük bir ivmeyle artmaktadır. 1997’de yaklaşık olarak 71 milyon ton eşdeğer petrol (TEP) olan birincil enerji sarfiyatımızın, 2020 yılı içerisinde 307 milyon TEP değerine kadar ulaşması öngörülmektedir. Giderek artan enerji ihtiyacını ve talebini kapsayabilecek enerji arzını karşılayabilme çalışmaları giderek artan ülkemizin enerji sektörü için politikasının en birincil ve temel hedefi; yerli enerji kaynaklarımızı maksimum seviyede verimli kullanmak ve ekonomik seçeneklerimizi de göz önünde tutarak, sürekli, tamamen güvenilir ve çevre dostu enerji üretimi olmalıdır (Variyenli 2008).

Dünya üzerinde fosil ya da konvansiyonel olarak nitelendirilen enerji kaynaklarının miktarları hem sınırlı hem de pahalıdır. Ayrıca dünyanın doğal ortamına zararlı özellikteki SO_x, NO_x gibi kirletici kabul edilen fosil yakıt emisyonları, çevreyi kirleten ve CO₂ emisyonlarıyla beraber sera etkisi oluşturarak iklim değişikliklerine neden olan en büyük etkenlerdir. Böylece dünyanın doğal dengesini ve dünya ekosistemini yıpratmakta ve bozmaktadır. Bu negatif etkileri yok etmek, özellikle bizim ülkemizin enerji sektörü için dışa bağımlılığını azaltarak, enerji temini için çeşitlilik sağlama yoluna giderek ve yenilenebilir enerji kaynaklarının daha düzgün ve yoğun kullanımı ile mümkün olacaktır. Bilim adamları fosil ya da konvansiyonel yakıtların kullanımlarının sebep olduğu olumsuzluklardan ötürü, yenilenebilir ya da diğer adıyla, alternatif enerji kaynakları ile çalışabilecek, bunları gereksinim olan enerjiye olabildiğince yüksek verimde çevirebilecek, çevreye verebileceği zararı en minimum değerde tutacak hatta çevreye hiç zarar vermeyecek makineler ile kurulabilecek sistemlerin araştırılmasına ve sonrasında da geliştirilmesine yöneltmiştir (Variyenli 2008).

Fosil yakıtlar diğer isimleriyle konvansiyonel yakıtlar her ne kadar uzun yıllar içerisinde yenilenebilir enerji kaynakları olarak nitelendirilebilseler bile, gerek fazla savurgan kullanılmaları nedeniyle, gerekse dünya ekosistemine verdikleri negatif etkiler yüzünden, bu enerji kaynaklarının ileriki yıllar içerisindeki üretim/tüketim oranını ciddi ölçüde sıkıntıya sokmaktadır. Kurulması kesinlikle gerekli olan bu üretim/tüketim dengesi, bir çok araştırmacıyı ve bilim adamını yenilenebilir, sürdürülebilir enerji kaynakları konusu için ciddi çalışmalar yapmaya teşvik etmiştir (Variyenli 2008).

Yenilenebilir enerji (kaynakları), süresiz devam etmekte olan doğal süreçlerin içinde süregelen enerji değişiminden elde edilen enerji çeşitidir. Bu kaynaklar güneş ışığı, rüzgar, akan su (hidrogüç), biyolojik süreçler ve jeotermal olarak sıralanabilirler (Variyenli 2008).

En genel olarak, sürdürülebilir enerji sistemleri için yenilenebilir enerji kaynağı, enerji kaynağından sağlanan enerjiyi olabilen en eşit oranda geri sağlayabilme veya kaynağın tükenme ivmesinden daha büyük bir şekilde kendini yenileyebilme ivmesine sahip olması şeklinde tanımlanır. Örneğin, güneşten sağlanan enerji ile çalışabilen bir teknoloji, kullandığı bu enerjiyi tüketir, fakat bu teknoloji tarafından tüketilen enerji toplamda güneş enerjisi ile karşılaştırıldığında ciddi anlamda küçüktür. Bu yüzden en birincil yenilenebilir enerji şekli güneşten elde edilebilendir. Bazı sürdürülebilir sistemler güneş enerjisini ve rüzgâr gücünden elde edilen enerjiyi depolarlar (Anonim 1).

Ancak yenilenebilir enerji kaynaklarının neredeyse hepsi doğal koşulların değişmesi ile değişkenlik gösterirler. Bu sebeple bahsedilen kaynaklar ile üretilebilecek enerji sezonluk, günlük ve hatta saniyelik olarak bile ciddi ölçüde büyük değişimler gösterebilmektedir. Bu durum da doğal olarak üretilen enerjinin genel enerji ihtiyacı ile tam olarak dengelenmemesine sebep olabilmektedir. Bu perspektiften enerji ihtiyacının karşılanılabilecek her durumda büyük bir başarı ile dengelenebilmesi için enerji depolama sistemleri oldukça ciddi öneme sahiptirler. Bahsi geçen yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanan fazla enerji çok farklı tür ve çalışma prensibindeki enerji depolanma sistemlerine aktarılmakta, depolanabilen bu enerji en temel, ana kaynakların mevcut bulunmadığı ya da yeterli olmadığı zamanlarda yük talebinin karşılanmasında kullanılmaktadır. Özellikle şebekeden bağımsız çalışabilen uygulamalar söz konusu olduğunda enerji depolama sistemlerinin ya da ünitelerinin araştırılması, incelenmesi sonrasında da geliştirilmesi oldukça büyük önem arz etmektedir (Variyenli 2008).

Enerjinin yüksek verimle depolanması, dünya üzerinde geçtiğimiz son yıllarda oluşan ve gelişen oldukça yeni ve liberal piyasa modelinde, elektrik enerjisinin değer zincirinin en kritik bileşenlerinden biri haline gelmiştir ve enerji depolama üniteleri ve sistemleri endüstrisi oldukça yeni, önemli ve tüm dünyada yüksek bir ivme ile gelişmekte olan bir sanayileşme seçeneğidir. Liberal piyasalarda sistem işletmecilerinin çok büyük ölçüde yenilenebilir enerji üretimini bu yeni geliştirilen sistemlere entegre edebilmeleri için üretilen enerjinin depolanabilmesine ihtiyaçları vardır. Teknik değerlendirmeler ve fizibilite raporları ve geliştirmeleri enerjii olabildiğince yüksek verimde depolamanın sadece teknik bir gereklilik olmayıp, aynı zamanda da maliyet kontrolünü sağlayabildiğini de göstermektedir (Özcan 2013).

Çift kademeli pistonlu tip kompresörler sanayide sıkça kullanılan cihazlardır ve bu cihazların kademeleri arasında yapılan ara soğutmanın iyileştirilmesi, cihazın performansını ve enerji tüketimini önemli ölçüde etkilemektedir. Ara soğutma yaparak kompresör enerji tüketimini azaltmak ve sistemin enerji verimliliğini artırmak için ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. Bu çalışmada, basınçlı hava üretmek için kullanılan çift kademeli pistonlu tip bir hava kompresörünün detaylı bir tasarımı yapılmıştır. Ayrıca, çift kademeli kompresörün kademeleri arasında ara soğutma yapmak için ısı değiştiricisi tasarlanmıştır. Gövde borulu ısı değiştiricisi kullanılarak elde edilen üç farklı modelin ısı analizleri yapılmıştır. Simülasyonlar sonucunda en uygun model seçilerek termodinamik açıdan değerlendirmesi yapılmıştır. Çift kademeli pistonlu hava kompresörünün tasarımı MATLAB SİMULİNK programında yapılmıştır. Isıl analizler ise ANSYS programı kullanılarak yapılmıştır. Çalışmada kullanılan yöntem ve oluşturulan model, hem kompresör tasarımında hem de farklı tip ısı değiştiricilerinin test edilmesinde kolaylık sağlamaktadır. Çalışma, kompresörün tasarım parametrelerine bağlı olarak en iyi performansı sergileyen ısı değiştiricisinin tespitini mümkün kılmaktadır.

2. KAYNAK TARAMASI

2.1. Literatür Taraması

Enerjinin maksimum verimde depolanabilmesi günümüzde gittikçe önem kazanan bir konu haline gelmiştir. Her ne kadar bu konuyla alakalı çalışmalar artmış olsada enerjinin maksimum verimle depolanması konusu üzerine daha fazla araştırmaya ve çalışmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışma kapsamında çift kademeli pistonlu bir hava kompresörü tasarımı baştan yapılmış ve bu kompresörün kademeleri arasına teker teker ve farklı ısı değiştiricileri tasarımları yapıp, bu ısı değiştiricilerin ısı analizleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleşen bu analizler ışığında sistem için en uygun ısı değiştirici seçilip, maksimum verimde çalışabilecek özgün bir çift kademeli pistonlu hava kompresörü tasarımı yapılmıştır.

Yalçın (2011) yazdığı ‘‘ Kompresörler ‘‘ isimli kitap içerisinde değişik hacimsel kompresörleri, türbo-kompresörleri ve vantilatörleri tanıtır, fizik yasalarına uygun olarak boyutlandırma metodlarını işlemiş ve uygulamada faydalı olabilecek problemlerin çözümüne de yine bu eserinde yer vermiştir.

Ploch da (2006) yazdığı ‘‘ A Practical Guice to Compressor Technology ‘‘ kitabı ile dinamik ve pozitif deplasmanlı proses gaz kompresörlerinin çalışma karakteristiklerini, verimliliklerini, tasarım özelliklerini ve kompresörlerde sorun giderme ve bakım konuları hakkında kapsamlı bir eser ortaya koymuştur.

Bu alanda kompresörlerin ara soğutucularındaki boru dizliş şeklinin akışa etkisini inceleyen ve termal bir kompresördeki ısı değiştiricinin kanatçık sayısının sistem verimi üzerine etkilerinin incelendiği çalışmalar yapılmıştır. Çalışmalardan birinde kanatçık sayıları değiştirilerek bu ısı değitiricileri için sayısal analizler yapıp, soğutma tesir katsayıları (STK) hesaplanarak en yüksek ve en düşük STK değerleri için sistemin verimi hesaplanmıştır (Güney 2008; Şahin 2018). Başka bir çalışmada çift kademeli pistonlu bir kompresörde ara ve son soğutma simülasyonları yapılmıştır. Sürtünme ve ısı transfer etkilerinin dahil edilmesiyle, boru sistemindeki dengesiz gaz akışını temsil eden denklemler, modifiye Benson nümerik mesh-yöntemiyle karakteristik formda çözülmüştür ve deneysel veriler ile karşılaştırılmıştır (Stošić and Hanjalić 1998).

İki aşamalı bileşik sıkıştırma döngüsünün, soğutucu R22 kullanılarak, flaş ara soğutma ile davranışı ekserji yöntemi ile araştıran ve farklı tip kompresör tasarımlarını, çalışma şartlarına bağlı kompresörlerin verilerini karşılaştıran çalışmalarda mevcuttur (Nikolaïdisa and Probertb 1977).

Kompresör parçası tasarımlarını içeren, kompresörün üzerinde akış ya da ısı analizler dışında dinamik analizler de yapılan çalışmalar mevcuttur. Bu analizler ve teorik hesaplamaların karşılaştırılmaları yapılarak, elde edilen sonuçlar ışığında tasarlanan kompresörler için uygun çalışma şartlarının belirlenmesi sağlanmıştır. Krank-biyel mekanizmasının mekanik kayıplarını, piston gaz kaçaklarını ve gürültüsünü belirleyen pistonun ikincil hareketini inceleyen, çok kademeli hava kompresörlerinin yağ kullanılmadan dinamik analizleri yapılarak optimum özelliklere sahip bir kompresör tasarlanmasına ilişkin çalışmalar da mevcuttur (Kurtuluş 2007; Üstün 2011; Yağcı 2011; Hafızoğlu 2015) .

Kademe sayısının arttırıldığı, kademe sayısının 4 alınıp akışkan olarak karbondioksitin seçildiği ve bu sistem için enerji ve ekserji analizlerinin yapıldığı bir çalışma da bulunmaktadır (Akgül 2011).

Tek pistonlu kompresörlerin incelendiği çalışmalar da mevcuttur. Kompresör valfinin akış analizleri ve simülasyonlarının yapıldığı, pistonlu bir kompresördeki yağlayıcı-yapı etkileşiminin sayısal olarak incelendiği, soğutma için daha verimli hermetik kompresörlerin geliştirilmesini ve ısı için ses analizlerinin değerlendirilmesini sağlayan ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) kullanarak pistonlu bir kompresörün yağlama yağı pompalama sisteminin hidrodinamik analizini sunan çalışmalar da bulunmaktadır (Cyklis 1994; Cho and Moon 2005).

Diğer çalışmalardan birinde ise sadece pistonlu kompresörler incelenmemiş, kompresör tipleri arasında karşılaştırılmalarda yapılmıştır. Scroll tip ve pistonlu tip kompresörlerin soğutma performansları karşılaştırılıp, enerji ve ekserji analizlerinin incelenmiştir (Çakmak 2017).

Bir kompresörün çalışmasındaki genel termo dinamik ve mekanik prensipler kullanılarak, bir 1000 l/dak kapasiteli bir kompresörün, bütün ekipmanlarının tasarlandığı ve mühendislik hesapları yapıldığı bir çalışma da mevcuttur. Bu çalışmada kompresörün kapsamlı bir tasarımı konusunu ele alınarak, her kısmın detaylı çalışma teorisi, termodinamik ilişkileri, mekanik tasarım ve boyutlandırılmaları, mühendislik çizimleri oluşturulmuştur ve böylece pistonlu kompresörler alanında çalışmak isteyen mühendisler için konuyu bütün yönleriyle ele alan spesifik bir örnek ortaya çıkmıştır (Husn 2017).

Jet Motorlarında Eksenel Kompresörleri inceleyen ve kompresör verimine etki eden kanat boşluğu/veter oranı, difüzyon faktörü, kademe sıcaklık artışı gibi parametreleri inceleyen ve iki kademeli eksenel akışlı bir kompresör tasarımı içeren bir çalışma da ortaya konmuştur (Mehel 2017).

Ancak bu çalışmada yukarıda bahsedilen çalışmalardan farklı olarak tüm kompresörün tasarımı araştırmacı tarafından MATLAB-SİMULİNK programında yapılmış ve kademeler arasına konulacak ısı değiştiricinin seçimi için yapılması gereken ısı analizler ise ANSYS programı kullanılarak çalışma tamamlanmıştır.

2.2. Kuramsal Bilgiler

2.2.1. Kompresörlerin tarihçesi

Kompresörün tarihçesi oldukça eskidir. Ancak 1650 Otto von Guericke'nin kompresör ve vakum pompaları üzerinde çalışarak çok önemli gelişmelere imza attığı bilinmektedir. 1829 yılında William Mann basınçlı hava kompresör makinasının patentini aldı. Kompresör tarihçesindeki bu gelişmeler ile endüstride kullanılmak üzere çok daha hafif makinalar elde edildi (Barışsever ve Akay 2017).

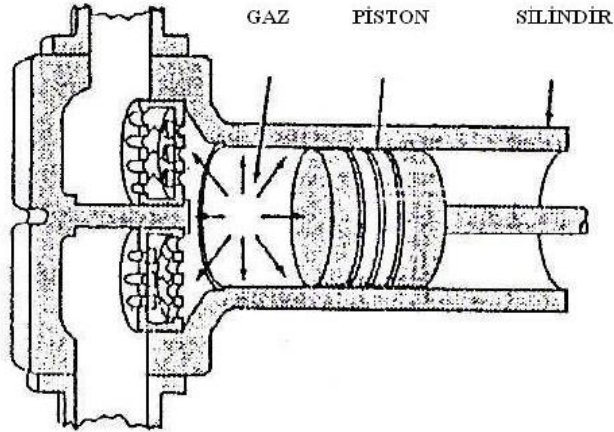
1872 yılından sonra sıkıştırma işlemi ile beraber soğutma işlemi de yapılmaya başlandı. Bu yöntem sayesinde silindirin iç kısmında su jeti fişkırtılmaktaydı. Bu sistemde çalışmakta olan kompresörler doğal olarak bazı problemleri de beraberinde getirdi. Bu tür çalışan sistemler terk edilerek çevresinde su elbisesi bulunan kompresörler kullanılmaya başlandı. Bu tür ıslak kompresörler olarak adlandırılan kompresörler günümüzde hala yaygın olarak kullanılmaktadır .

2.2.2. Kompresör türleri

Kompresörler, akışkan basıncını arttırmak için kullanılan yöntem ele alındığında hacimsel ve turbo ya da dinamik olarak iki ana gruba ayrılır. Pozitif deplasmanlı kompresörler, akışkan sıvının belli bir hacim/alan içinde sıkıştırma işlemine maruz kalmasıyla basınç değerinin yükseltilmesi ilkesine dayanır. Bu sıvının sıkıştırma işlemi, silindir içinde yer alan piston elemanının yer değiştirmesi ile ya da çeşitli şekillerdeki gövde ve içinde bulunan tek rotor veya birden fazla rotorun dönmesiyle gerçekleşir. Bu grup içerisinde yer alan kompresörler elaman olarak kullanılan piston, silindir, rotor veya rotorlar ve gövde şekillerinin farklılığı veya adetlerine göre türlere ayrılmaktadır. Dinamik ya da diğer adıyla turbo kompresörler ise havanın türbin ya da türbin kullanılarak yüksek hızlara getirilmesi ardından da hızının belli değerlere düşürülerek basınç değerinin yükseltilmesi prensibiyle çalışır. Genel olarak endüstriyel işletmelerde pozitif deplasmanlı çalışan kompresörlere daha çok yer verilmektedir. Çok yüksek sayılabilecek (yaklaşık 50-60 m³/dk ve üstü) ve sabit hava debisi ihtiyacı duyulan endüstriyel işletmelerde ise turbo kompresörler daha çok tercih edilmektedir (Yalçın 2011).

2.2.2.1. Hacimsel kompresörler

Hacimsel kompresörler, akışkanı önce bir silindir ya da gövde olarak adlandırılan bir hacim içine hapseder, ardından gerçekleşen bir öteleme hareketi ile gazın ya da sıvının hacmini küçültür. Bu açıdan hacimsel kompresörlere pozitif yer değiştirmeli ya da pozitif deplasmanlı kompresörler adı da verilir. Hacimsel kompresörlerin bir çoğu bir doğru üstünde ileri geri hareket halinde olan pistonlu sistemlerdir. Dönme hareketi ile çalışabilen hacimsel kompresörler de mevcuttur (Barışsever ve Akay 2017).

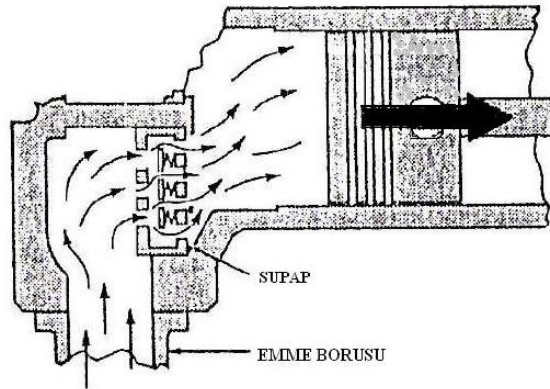


Şekil 2.1. Hacimsel bir kompresör

2.2.2.1.1. Pistonlu Kompresörler

Pistonlu kompresörler olarak adlandırılan ya da sınıflandırılan kompresörler pozitif yer değiştirme ilkesiyle çalışmaktadır. Bu kompresörler sayesinde akışkanı 2000 bar gibi çok yüksek sayılabilecek basınç değerlerine ulaştırmak mümkündür. Tek ya da çok silindire çalışan yani tek ya da çok kademeli çeşitleri de mevcuttur. Kapasite artışının sağlanması için piston sayısı artırılabilirken, basınç artışı sağlanması için de kademe sayısı artırılabilir.

Krank muylusuna bağlı olan biyellerin yaptığı hareket pistonun doğrusal olarak ileri geri hareket etmesine olanak sağlar. Piston alt ölü nokta olarak adlandırılan yere doğru hareket ederken piston içerisinde yer alan akışkanın basıncı atmosfer basıncı olarak kabul edilen 1 atm'nin altına düşer. Piston içerisindeki akışkandan daha yüksek basınca sahip olan serbest atmosfer havası emme supabı olarak adlandırılan elemanın açılmasına sebep olur, böylece silindirin iç kısmına hava dolar. Piston alt ölü nokta olarak adlandırılan yere geldiğinde içerdeki akışkan ile serbest atmosfer havasının basınçlar arası farkı %10 değeri civarına iner ve böylece hava girişi hızı düşmeye başlar. Sonrasında piston alt ölü noktadan üst ölü nokta olarak adlandırılan yere doğru doğrusal ilerlerken hacim düşer ve silindir içindeki akışkanın basıncı yükselmeye başlar. Bu basınç artışı doğal olarak emme supabının kendini kapanmasına sebep olur (Yalçın 2011).



Şekil 2.2. Emme subabı çalışması

Piston üst ölü nokta olarak adlandırılan yere yaklaştığında içerdeki basınç değeri kompresörün bağlı olduğu deponun basınç değerine yaklaşır, böylece basma supabının sahip olduğu yay kuvveti değerini yenerek basma subabının açılmasına sebep olur. Yüksek basınçlı hava basma valfi üzerinden depoya gönderilerek çevrim tamamlanır (Barışsever ve Akay 2017).

Bu sıkıştırma işlemi gerçekleşirken akışkan politropik olarak sıkıştırılır ve sıkışan akışkanın sıcaklığı da doğal olarak artar. Sıcaklığın artmasıyla ortaya çıkan ısı tahliye edilebilmesi için bir şeyler yapılmalıdır. Bu ısıyı atmak için silindir duvarının dış kısmına su kanalları açılır böylece soğuk su devir daimiyle bu bölgelerden açığa çıkan fazla ısı dışarı atılması işlemi gerçekleşir.

Otaya çıkan ısı ve artan sıcaklık sebebiyle kompresörlere özel üretilen ve çok yüksek sıcaklıklara dayanabilen yağların kullanılması gerekir. Yağ pompası cihazının kullanılması ve yağlama kanallarının açılması işlemleri maliyeti çok artıracığından, genel olarak biyel kollarının üzerinde bulunan çubuklar sayesinde çarpmalı yağlama sistemiyle silindirin kafa kısmı, silidire bağlı rulman ve krank muylusu biyel bağlantısı bulunan kısımlar yağlanır. Kullanılacak yağlama sistemi seçimi ile arızaların da önüne geçilmesi sağlanır. Pistonlu kompresörler, krank mili, karter, silindir, piston , emme-basma subapları ve biyelerden oluşur. Bu türlerin karter elemanı içermeyen yağsız tipleri de elbette mevcuttur. En yaygın olarak elektrik motorlarından güç alımı sağlarlar fakat yol yapımı çalışmalarında ve iş makineleri tasarımlarında dizel motorlardan güç alan tipleride elbette kullanılabilir. Düşük debi değerleriyle çalışabilen ancak yüksek basınca ulaşılmasını gerektiren sistemlerde ve endüstrilerde pistonlu kompresörlerin kullanılması fazlasıyla uygundur (Yalçın 2011).

2.2.2.1.2. Vidalı Kompresörler

Vidalı kompresör türleri basınçlı hava üretebilmek için birbirine geçmiş halde bulunan rotor çiftlerinin kullanılarak oluşturulan pozitif yer değiştirmeli ya da pozitif deplansmanlı makinalardır. Rotorlar bir mil üzerinde bulunan helisel loblardan oluşur. Rotorlardan birine erkek rotor denir ve erkek rotorun helisleri dolgun dairesel yapıda olan çıkıntılardan/loblardan oluşur. Diğer rotora dişi rotor denir ve erkek rotorun loblarına denk gelen yivleri/yuvaları bulunur (Barışsever ve Akay 2017).

Sistemde bulunan tahrik elemanı ile motorun hareketi bu tahrik elemanı ile vida grubuna aktarılır ardından rotorları dönmesiyle emiş bölgesinde vakum oluşturulur. Vakum sayesinde ortamdan emilen serbest hava emiş bölgesinde yer alan filtrede temizlenir sonrasında da vida grubunun içinde yer alan boş bölgelere girer ve çıkış alanına doğru ilerler. Havanın girişteki hacim değeri çıkışa doğru azalır böylece havanın basınç değeri artar. Havanın sıkışması işlemi ile birlikte basınç değeri arttığı gibi doğal olarak sıcaklığı da artar. Ortaya çıkan bu ısıyı yok etmek için vida grubuna yağ fişkırtılır (yağ enjeksiyonlu vidalı kompresörlerde). Yağın diğer görevlerinden biri ise rotorların ve gövde elemanının üstünde film tabakası oluşturup havanın geri kaçıp basıncının düşmesini önlemektir (sızdırmazlık sağlar) ve bir diğer görevi ise çalışan elemanları yağlayarak iki metal arasında oluşacak sürtünmenin doğal olarak aşınmanın önüne geçmektir. Vida grubundan çıkan yüksek basınçlı hava ve yağ karışımı separatör tankına yani ayırıcı tankına gider ve burada yüksek basınçlı hava içinde bulunduğu karışımdan hem mekanik olarak tankın içinde ayrılır hem de separatör filtreden geçip minimum basınç valfine ilerler. Yağdan arındırılan yüksek basınçlı hava buradan radyatöre ilerler (hava soğutmalı kompresörlerde) ve orada soğuyarak tekrar sisteme gönderilir. Ayırıcı tankı içerisinde ayrılan yağ da belli bir sıcaklık değerine kadar direkt olarak yağ filtresinden geçerek tekrar kullanılmak üzere vida grubuna geri döner. Sistemde kullanılan termostatik valf sayesinde de belli bir sıcaklık değeri aşıldığında, yağ bu sefer radyatöre gönderilir ve bu kısımda soğutulur tekrar yağ filtresinden geçirilip tekrar kullanılmak üzere vida grubuna gönderilir ve böylece çevrim tamamlanır.

2.2.2.2. Dinamik kompresörler

Türbo/dinamik kompresörler, en yaygın olarak hava ve gaz türü akışkanları yüksek basınçlara basmak için kullanılan kompresörlerdir. Kompresyon işlemi havanın ya da gazın çok yüksek bir hız değerinde (dönerek) savrulurken sahip olduğu kinetik enerjinin artmasından kaynaklanır. Türbo/dinamik kompresörler içinde kullanılan havanın ya da gazın santrifüj kuvvet ile (impeller dışına) savrularak hızının artırılması ve impeller çıkışında yığılması işlemi, havanın ya da gazın taşıdığı kinetik enerjinin basınç enerjisine çevrilmesini sağlar. Türbo/dinamik kompresörün impellerinin havayı ya da gazı (emip, savurarak) sıkıştırabilme oranı genellikle 1:1'den 2:1'e kadardır (Yalçın 2011).

Bu makinalar dinamik ilkesine göre basınç oluşumu sağlar, bunun anlamı da pozitif yer değiştirmeli kompresörlerin çalışması göz önüne alındığında herhangi bir mekanik hacim üçülməsi olmaksızın havanın ya da gazın hız değerini kullanıp basınç artışı sağlanmasıdır. Türbo kompresörlerde havayı ya da gazı basmak için yüksek hızla dönme hareketi yapan elemana impeller ya da türbo fan denir. Türbo kompresörün hava ya da gaz girişi ile hava ya da gaz çıkışı arasında piston gibi diğer türlerde mekanik sürme ya da sıkıştırma işlem gerçekleştirebilecek bir eleman bulunmamaktadır. Turbo kompresör havayı ya da gazı eksenel hareketle emer ve yüksek hız değerlerinde dönen impeller kanatları santrifüj kuvveti oluşturarak havayı ya da gazı iç kısımdan dışa doğru savurur (Barışsever ve Akay 2017).

Turbo kompresörlere sürekli hizmet veren kompresörler de denebilir, çok az sayıda hareketli parça bulundurmasından dolayı ileri gelen avantajıyla, özellikle yüksek hava ve ya gaz debisi gereken uygulamalarda, sistemlerde ya da endüstrilerde ve esas olarak yağsız hava veya gaz ihtiyacı duyulan sistemlerde kullanılmaya uygundurlar.

Örnek olarak otomobil içerisinde motora giden hava ya da gaz miktarının artırılması gerektiği için türbo kompresörler çok yaygın olarak kullanılmaktadır (Yalçın 2011).

2.2.3. Kompresörlerin çalışma prensipleri

2.2.3.1. Basınç

Bütün gazlar ve akışkanlar moleküllerden oluşur. Moleküller gaz ya da akışkan içerisinde her yöne hareket ederler ve temas edebildikleri tüm yüzeylere eşit değerdeki kuvvetle etki ederler. Birim alana etkiyebilen bu kuvvete de basınç adı verilir (Hafizoğlu 2015).

$$P = N/m^2 \quad (2.1)$$

Ölçü birimleri içerisinde de en çok kullanılan basınç birimi olarak inç kareye etki eden kuvvet olarak pound, böylece basınç birimi de pound/inc² ve psi olarak gösterilir (Hafizoğlu 2015).

Yerkürenin etrafı atmosfer adı verilen hava-gaz tabakası ile örtülüdür. Hava da bir gaz olduğu için göre, temas ettiği bütün yüzeylere bir kuvvet yani basınç uygular. Bu basınç değeri deniz seviyesinde 1,033 kg/cm² (14.22 psi)' dir (Hafizoğlu 2015).

2.2.3.2. Gaz Kanunları

Silindir içinde bulunan bir gaz ya da akışkan, pistonun doğrusal hareketi ile sıkıştırılabilir. Sıcaklık değerinin aynı kalması şartı ile gazın hacmi azaltılırsa basınç değeri artar. Birinci durumdaki gazın hacim V_1 , mutlak basınç değeri P_1 , ikinci durumdaki gazın hacmi V_2 , mutlak basınç değeri P_2 ise :

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 \quad (2.2)$$

veya;

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} \quad (2.3)$$

şeklinde ifade edilebilir. Sıcaklık değerinin sabit kalması şartı ile, hacim değeri ile mutlak basınç değeri çarpımı sabittir ve değişmez (Hafizoğlu 2015).

2.2.3.3. Sıkıştırma Sıcaklığı

Kompresörler, gazın ya da akışkanın basınç değerini yükseltirken aynı zamanda gazın ya da akışkanın sıcaklık değeri de yükselir. Sıcaklık artışının değişimi gazın ya da akışkanın türüne göre değişiklik gösterir. Hafif gazlar daha çok ısınır iken daha ağır gazlar daha az ısınır. Örneğin, metan gazı etan gazından daha hafif bir gazdır. O halde aynı sıkıştırma işlemi için metan gazı çok daha fazla ısınır (Hafizoğlu 2015).

2.2.3.4. Ara Soğutma

Kompresörlerde soğutma işleminin önemi çok büyüktür. Sıkıştırma işlemi yapılan akışkanın sıcaklığının yükselmesi sistemin verimini ciddi oranlarda düşürebilir. Sıcaklığı yükselmiş akışkanın sıcaklığının düşürülmesi için yağ ile karıştırılması işlemi ise patlamalara sebep olabilir. Bu yüzden sistem içinde farklı bir soğutma şekli kullanmak lazımdır. Akışkanın sıkıştırılması işlemi sırasında açığa çıkan ısının uzaklaştırılması için kompresörlere özel olarak soğutma sistemleri geliştirilmiştir. Bu çalışmada yapılan işlem gazın kompresör içindeki iki basınç kademesi arasında soğutulması işlemidir. Bu işleme ara soğutma (intercooling) denir. Ara soğutmanın sebebi, ikinci kademeye geçmeden önce gazın ya da akışkanın hacmini belli bir oranda azaltabilmektir. Sıcaklık değeri düşürülür, fakat basınç değeri aynı değerde kalırsa gazın hacmi düşer. Ara kademede esnasında yapılacak her bir 2,7 °C'lık soğutma işlemi ile sıkıştırma işlemi için sarfedilmesi gereken güçten %1 kadar tasarruf edilir. Çok kademeli kompresörlerde ara soğutma işlemi yapılarak toplam sıkıştırma için gereken güçten tasarruf edilir. Normal hava-gaz sirkülasyonu, vantilatör veya kompresörün içindeki su ceketleriyle soğutma gerçekleştirilir (Hafızoğlu 2015).

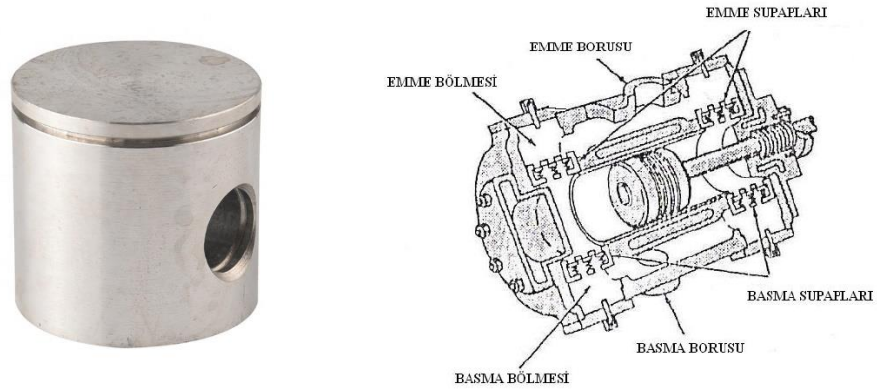
3. MATERYAL VE METOT

3.1. Kompresör Elemanları

Bu çalışmada tasarımı yapılmak üzere çift kademeli pistonlu bir hava kompresörü seçilmiştir. Bu tasarım aşaması her eleman için Matlab-Simulink programında yapılıp, kompresörün tasarım ve ısı değiştirici analizi için gereken elemanlarının boyutlandırmalarını içermektedir.

3.1.1. Piston

Piston, kompresörlerde doğrusal gidip gelme hareketi yaparak, silindir içine dolan gaza ya da akışkana enerji veren kompresör elemanıdır. Piston, yapı itibarı ile gövde, sızdırmazlık işlemini sağlayan segmanlar ve biyel arasındaki bağlantıyı sağlayan mafsaldan meydana gelir. Gövde ve segman elemanları, kompresörlerde yüksek sıcaklık değerlerine dayanmaları için çok uzun ömüre sahip alaşımlı çeliklerden ve alüminyumdan üretilebilir. Segmanlar tasarımı yapılan makine ve seçilen akışkanın cinsine ve sıcaklık değerine göre çelik, kauçuk, dökme demir, kenevir, bronz, kösele, keçe ve benzeri malzemelerden yapılabilir. Genelde hidrolik makinelerde sızdırmazlık işlemini sağlamak için köseleden ve kauçuktan üretilen segmanlar kullanılır. Pistonlarda en ciddi ve önemli problem bu elemanların, gövde ve segmanlarının birbirlerini aşındırması ile zaman içerisinde sızdırmazlık işlevlerini kaybetmeleridir. Bu nedenle özellikle yüksek basınç değerlerinde çalışan motor pistonlarının silindire sürtünme işlemi uygulayan yüzeyleri, kaliteli işlenip parlatılarak ısıl işlem yöntemleriyle sertleştirilir. Pistonlar motor bloğu içinde, blok içinde ya da blok içerisindeki silindirin gömleği içerisinde yer alırlar. Pistonlar biyel elemanına piston pimi yardımıyla bağlanırlar (Barışsever ve Akay 2017).



Şekil 3.1. Kompresör pistonu

3.1.2. Piston Segmanı

Bu eleman kompresörlerin silindir bloğu içerisinde hareket eden piston, pistonların üzerine açılan segman kanallarının içerisinde çalışan gri dökme demirden veya çelik alaşımlarından imal edilen halka şeklindeki parçalardır. Segmanlar, sıkıştırma işlemi esnasında silindir içine giren akışkanın kartere sızmasını engelleyerek basma işleminin oluşmasını sağlar. Karterde bulunan yağın ve akışkanında silindirin boşluğuna sızma işleminin önüne geçer. Genel olarak kompresörlerde basma segmanı ve yağ segmanı olarak 2 türde ve 3 adet segman bulunur.



Şekil 3.2. Piston segmanları

3.1.3. Biyel Kolu

Biyel kolu, piston ile krank mili elemanlarını birbirine bağlayan elemandır. Bir ucu perno ile pistona ve diğer ucu veya diğer bir söyleyiş tarzıyla büyük tarafı ise krank pimi ile krank miline bağlanan biyel kolları, pistonun silindir içerisinde yaptığı eksenel hareketi dönme hareketine değiştirerek krank milinin dönme hareketi yapmasını sağlar. Motorun piston pernosu ile beraber mekanik olmak üzere en çok yüklenen parçalarındandır (Anonim 2).

Biyel materyali olarak genelde kır dökme demir kullanılır. Kır dökme demir maliyetinin fazla olmaması, sınırlı yağlama yapılabilmesi, aşınma ve kaynamaya karşı koyacak dirence sahip olmasından ötürü biyel elemanı için seçilebilecek en ideal malzemedir. Seri üretim için kokil kalıpların kullanılması ile üretilir. Döküm yöntemi ile temel yapının oluşturulmasının ardından hassas talaş kaldırma yöntemlerinin seçilmesiyle pim ve krank yataklarının işlenmesi sağlanır. Fakat son yıllarda motor güçlerinin değerlerinin yükselmesiyle çok daha mukavemetli bir üretim yöntemi olan sıcak dövme yöntemiyle de üretilebilmektedirler (Barışsever ve Akay 2017).



Şekil 3.3. Biyel kolu

3.1.4. Krank Mili

Motordan elde ettiği dönme hareketini biyel elemanlarının yardımıyla pistonu ileten ve pistonun bir doğru üstünde hareket etmesini sağlayan parçadır. Piston ve biyel kolunun sebep olduğu sivrulmadan oluşan kuvveti dengelemek amacıyla üst kısımlarında dengeleme kütleleri bulunur (Barışsever ve Akay 2017).

Krank mili genelde döküm yöntemi ile imal edilir ve biyel kolunun çalışacağı kısımlar talaşlı imalatla kaliteli ve hassas bir şekilde işlenir. Krank mili materyali genelde düşük alaşımlı çeliktir. Döküm yoluyla imal edilen krank mili küresel grafitli dökme demir ile de üretilebilir. Materyalin özellikleri aşınma, eğrilme ve burulma ihtimallerine karşı dirençli olması için genelde diğer millerdeki gibi kesit alanının tam ortasına denk gelen bölümleri daha yumuşak alaşımdan imal edilir. Krank miline yataklık eden kaymalı yataklar (krank mili yatağı) ise mikro kaynamaları engellemek için gri dökme demirden üretilir (Barışsever ve Akay 2017).



Şekil 3.4. Krank mili

3.1.5. Subablar

Subap, yaylar sayesinde gergin durup yatağın düzlemine dik bir şekilde gidip gelme hareketi ile bir akışkanın silindire geçişini düzenlemeye yarayan kapağa denir. Subap, boru sistemlerinde akışkanı, motorlarda ise gaz giriş çıkışını kontrol etmeye yardımcı olur. Motorlu taşıtların içten yanmalı motorlarında subablar yakıt-hava karışımının ya da sadece havanın motor içersine girişini ve yanmış olan egzoz gazının çıkış işlemini kontrol etmeyi sağlarlar. Sürekli olarak aşındıklarından dolayı alaşımlı çeliklerden imal edilirler (Yalçın 2011).



Şekil 3.5. Subaplar

3.1.6. Silindir Bloğu

Silindir bloğu, kompresörün en temel elemanıdır. Dökme demirden (Dizel motor) ya da alüminyumdan imal edilirler. İçinde piston elemanının aşağı ve yukarı hareket edebildiği silindir, silindirin sıcaklık değerini kabul edilebilir bir seviyede tutmayı sağlayan soğutma işlemi için yağ gömlekler veya kuru gömlekler, krank mili koruması ve onun alt kısmına takılan krank mili bulunur. Alüminyum malzemesi daha hafiftir ve ısıyı çelikten çok daha hızlı iletir. Bu sebeple alüminyum, kullanmak için en ideal materyal olarak kabul edilir. Bloğun kuvvetini artırmak için, silindir bloğunun iskelet yapısı kullanılır. Üst kısımda bulunan karter ile birlikte motor gövdesini teşkil eder. Pistonlara yataklık görevini üstlenir. Zamanların meydana geldiği silindirler, silindir bloğunda bulunur. Ayrıca motoru tamamlayan çoğu donanım içten ya da dıştan silindir bloğuna bağlıdır.



Şekil 3.6. Silindir bloğu

3.1.7. Karter

Karter, kompresörlerin alt kısmında yer alan yağ tankına denir. Krank milini dışarıdan gelebilecek fiziksel darbelere karşı koruma görevini üstlenir. Yağa depo olur böylece soğumasını sağlar. Ayrıca alt gövde işlevi de görüp üstüne mil de konulabilir (Yalçın 2011).

3.1.8. Basınçlı Hava Tankı

Basınçlı hava ile çalışan sistemler çoğu zaman kusursuz çalışmak için sorunsuz ve sabit bir hava akışına gerek duyarlar. Tanklar boyanabilir ya da daldırma işlemiyle galvanize edilmiş olabilirler (Barışsever ve Akay 2017).

Pozitif deplasmanla çalışan kompresörler, basınçlı hava akışında dalgalanma oluştururlar. Bu dalgalanma tankın içerisindeki hava ile sönümlenir (Barışsever ve Akay 2017).



Şekil 3.7. Basınçlı hava tankı

Kademeli pistonlu kompresörde kullanılan akışkanın basıncı yükseldiği için sıcaklığıda yükselir. Bu yükselen sıcaklık kullanılan yağın sıcaklığında yükseltir. Sistem içindeki bu sıcaklık uzaklaştırılmazsa diğer kademelere daha yüksek basınca basılacak olan akışkan daha da yüksek sıcaklıklara ulaşacağı için patlamalara sebep olabilir. Bu durumun önüne geçilmek için kademeli pistonlu kompresörlerde kademeler arasına ısı değiştiriciler konur. Böylece yüksek basınç kademesine geçen havanın sıcaklığı düşürülürken basıncı değişmemiş olur.

3.2. Isı Değiştiriciler

Kompresörler birden fazla kademeli olarak imal edildiğinde kademeler arasında ara soğutma işlemi uygulanmaktadır. Kompresör kademeleri arasında yapılan ara soğutmanın iyileştirilmesi, cihazın performansını ve enerji tüketimini önemli ölçüde etkilemektedir. Ara soğutma yaparak kompresör enerji tüketimini azaltmak ve sistemin enerji verimliliğini artırmak için ısı değiştiricileri kullanılmaktadır.

Farklı branşlarda, farklı amaçları yerine getirmek için kullanılan ısı değiştiriciler, ısı değişim şekline, akışkan sayısına, ısı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına (kompaktlık), yapısal özelliklerine, akış şekillerine, ısı transfer mekanizmalarına göre sınıflandırılırlar (Kaçar ve Erbay 2013).

3.2.1. Isı değişim şekline göre sınıflandırma

Isı değiştiriciler ısı değişiminin gerçekleşme şekline göre doğrudan temaslı (direkt) ve doğrudan temas olmayan (indirekt) olarak ikiye ayrılır (Kaçar ve Erbay 2013).

3.2.1.1. İndirekt temaslı ısı değiştiriciler

İndirekt temaslı ısı değiştiricilerde akışkanların akışları ayrılmıştır ve geçirimsiz (sızdırmaz) ayırıcı bir duvar ile aralıksız olarak ısı transferi gerçekleştirirler. Akışkanlar arasında temas hiçbir şekilde yoktur, bu tip ısı değiştiriciler sanayide yüzey ısı değiştiricileri olarak da adlandırılırlar ve doğrudan transfer tipi, depolama tipi, akışkan yatak olarak üç türe ayrılırlar.

Doğrudan transfer tipi ısı değiştiricilerinde ayırıcı duvar yardımıyla sıcak akışkandan soğuk akışkana sürekli ısı transferi gerçekleşir. Akışkanlar farklı kesitlerde hareket ederler ve hiçbir şekilde karışmazlar. Bu tip ısı değiştiricilere reküperatör adı da verilir. Doğrudan transfer tipi ısı değiştiricilerine örnek olarak borulu, levhalı ve kanatlı tip ısı değiştiricileri gösterilebilir. Depolama tipi ısı değiştiricilerde iki akışkan sırayla aynı akış alanından geçer, bu sebeple ısı transferi aralıklıdır. Önce sıcak akışkan arayüzden geçerek arayüzü ısıtır, daha sonra aynı bölgeden daha soğuk olan akışkan geçer ve sıcak arayüzden bünyesine ısı transfer eder. Isı transfer yüzeyi ya da akış alanı genellikle matris denilen hücresel yapıdadır veya delikli geçirgen katı malzemedendir. Bu tip ısı değiştiricilere rejeneratör adı da verilir.

Akışkan yataklı ısı değiştiricilerde ise, iki akışkandan bir tanesi kendi akış alanından geçerken, diğeri sıcak katı partiküllerin arasından geçer. İkinci akışkan yeterince hızlandığında katı partiküller akışkan partiküllerine yapışarak diğer maddenin akış alanı etrafında homojen olarak dağılmaya başlarlar, bundan dolayı sıcak katı madde ile soğuk madde arasında daha iyi ısı transferi gerçekleşir (Kaçar ve Erbay 2013).

3.2.1.2. Doğrudan temaslı tip

Doğrudan temaslı ısı değiştiricilerde iki ayrı akışkan direk temasta bulunur, ısı transferi gerçekleşir ve tekrar ayrılırlar. Genellikle bu tip ısı değişiminde ısı transferi yanı sıra kütle transferi de gerçekleşir. Doğrudan temas olmayan tipe göre, daha yüksek ısı transfer oranları yakalanır, ısı değiştirici imalatı ucuzdur ve ara yüzey olmadığı için tıkanma problemi de gerçekleşmez.

Karışmayan akışkanlarla ısı değiştirici, gaz-sıvı ısı değiştirici ve sıvı-buhar ısı değiştiriciler olarak üçe ayrılabilirler. Karışmayan akışkanlarla ısı değiştiricilerde iki akışkan birbiriyle temas eder. Akışkanlar tek veya iki faz da olabilir, örnek olarak su-yağ arası ısı değişimi verilebilir (Kaçar ve Erbay 2013).

Gaz-sıvı ısı değiştiricilerde bir akışkan gaz (genellikle hava) iken diğer akışkan sıvıdır (genellikle su) ve enerji transferinden sonra ayrılmaya hazırdırlar. Bu ısı değiştiricilerde enerji transferinin % 90'ı kütle transferi yolu ile gerçekleşir. Örnek olarak, ıslak soğutma kulesi, iklimlendirme sprej haznesi sayılabilir (Kaçar ve Erbay 2013).

Sıvı-buhar ısı değiştiricilerinde ise, buhar soğutma suyu kullanarak yoğunlaştırılır, ya da su, atık buhar kullanılarak direk temas ile ısıtılır. Bunlara buhar akümülatörleri örnek olarak verilebilir (Kaçar ve Erbay 2013).

3.2.2. Akışkan sayısına göre sınıflandırma

Çoğu ısıtma-soğutma işlemi iki akışkan arasındaki ısı transferini içerir. Üç akışkan içeren ısı değiştiriciler ise kriyojenik'te ve bazı kimyasal işlemlerde kullanılırlar. On iki akışkana kadar bileşen içeren kimyasal işlemler olduğu bilinmektedir.

3.2.3. Yüzey kompaktlığına göre sınıflandırma

Gövde-boru tipi ısı değiştiricilere oranla kompakt ısı değiştiricilerde birim hacim için daha fazla ısı transfer yüzeyi bulunmaktadır. Bunun sonucu olarak, azaltılmış hacim, ağırlık ve maliyet elde edilir. Gazdan-akışkana ve sıvıdan-sıvıya faz değişimi olarak ikiye ayrılabilir. İki farklı ayırım için kompaktlık kriteri farklıdır (Kaçar ve Erbay 2013).

Yüzey alan yoğunluğu (β), ise Denklem 3.1'e göre hesaplanır.

$$\beta = \frac{A_h}{V_{toplam}} \quad (3.1)$$

3.2.3.1. Gazdan-akışkana ısı değiştiriciler

Gazdan-akışkana ısı değiştiricilerde gazların ısı transfer katsayısının sıvılara göre düşük olması önemli bir problemdir. Fakat ısı değiştiricide, ısı transferi yapan iki taraf için de ısı iletkenlik aynı olmalıdır. Bu sebeple gaz tarafında daha fazla transfer yüzeyi elde edebilmek amacıyla kanatçıklar (fin) kullanılır. Genellikle azımsanmayacak seviyede maliyet, ağırlık ve hacim tasarrufu sağlar, fakat yüzeylerde kirlilik, tıkanma, korozyon problemleri barındırır (Kaçar ve Erbay 2013).

3.2.3.2. Sıvıdan-sıvıya faz değişimi ısı değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricilerden bazıları, contalı levhalı, kaynaklı levhalı ve baskılı levhalı tiplerdir.

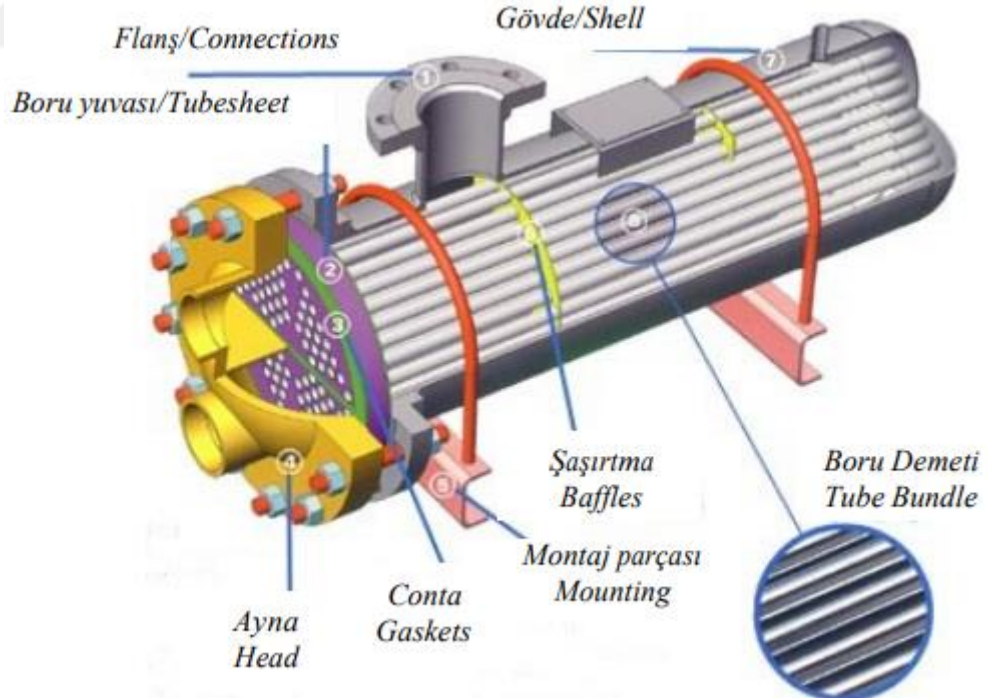
3.2.4. Yapısal özelliklerine göre sınıflandırma

Isı değiştiriciler genellikle yapısal özelliklerine göre sınıflandırılırlar. Yapısal özelliklerine göre borulu, levhalı, kanatlı ve rejeneratör olmak üzere dört ana tip ısı değiştirici vardır. (Kaçar ve Erbay 2013).

3.2.4.1. Borulu ısı değiştiriciler

Borulu ısı değiştiriciler genellikle yuvarlak kesitli borulardan imal edilse de eliptik, prizmatik ya da burulmuş tip borular da kullanılabilir. Borulu ısı değiştiriciler çoğunlukla aralarında yüksek basınç farkı bulunan akışkanlar için tasarlanır ve sıvı-sıvı veya faz değişimi uygulamaları için kullanılır. Gövde-boru, çift boru ve spiral boru olmak üzere üçe ayrılırlar.

Gövde-boru ısı değiştiriciler bir grup yuvarlak borunun, silindirik bir kabuğun içine yerleştirilmesiyle elde edilir. Ana bileşenleri borular, gövde, ön ayna, arka ayna, şaşırtma levhası, boru destekleridir. Standart gövde, ön ve arka ayna tipleri Şekil 3.8’de görülebilir (Kaçar ve Erbay 2013).



Şekil 3.8. Gövde-boru tipli ısı değiştirici şematik gösterimi

Borulu ısı değiştiriciler herhangi bir kapasite ya da çalışma ortamı için özel olarak tasarlanabildiklerinden, endüstriyel uygulamalarda yoğun olarak kullanılırlar.

Çift borulu ısı değiştiriciler i içe geçmiş iki boru bulundurur. İçteki boru kanatçıklı veya düz olabilir. Bir akışkan iteki boruda, diğeri ise iki boru arasında hareket eder. Çift borulu ısı değiştiriciler toplam ısı transfer alanının 50 m^2 ya da daha az olduğu küçük kapasiteli uygulamalar için kullanılırlar. Çünkü, birim ünite maliyeti fazladır.

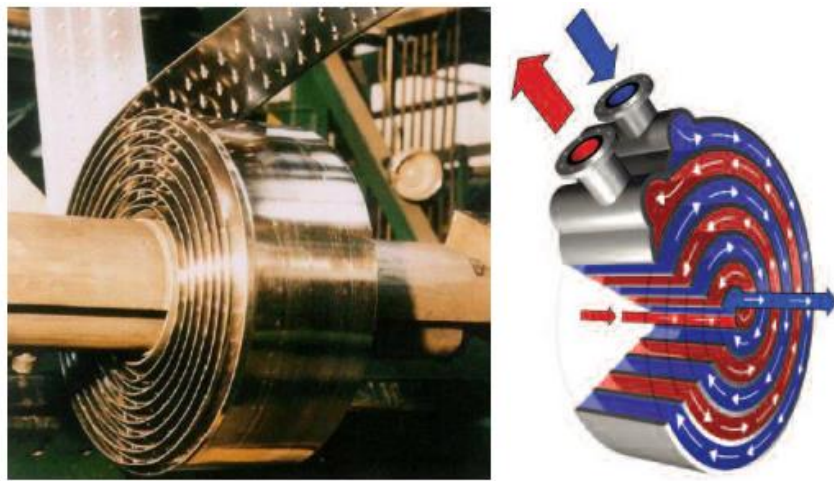
Spiral borulu ısı değiştiriciler bir gövde içinde, bobin gibi sarılmış bir ya da birden fazla spiral boru bulundururlar. Termal genleşme problemi olmasa da, temizlemek neredeyse imkansızdır(Kaçar ve Erbay 2013).

3.2.4.2. Levha tip ısı değiştiriciler

Levhalı tip ısı değiştiriciler, ince levhalar kullanılarak imal edilirler. Levhalar, düz ya da girintili-çıkıntılı olabilir. Bu tip ısı değiştiriciler yüksek basına, sıcaklığa ya da yüksek basınç veya sıcaklık farklarına dayanıksızdırlar. Contalı, spiral levhalı, lamelli olarak üçe ayrılırlar (Kaçar ve Erbay 2013).

Contalı levhalı ısı değiştiriciler, ince metal levhalardan bir paket yapılarak elde edilir. Bu levhaların dört köşesinde akışkanların geçebilmesi için delikler bulunmaktadır. Uygun contalarla akışkanlar yönlendirilir ve birbirlerine karışmaları engellenir. Sıkıştırma ubukları ile sıkıştırılır. İstenildiğinde sisteme levha eklenip çıkarılarak, ısı kapasite değiştirilebilir.

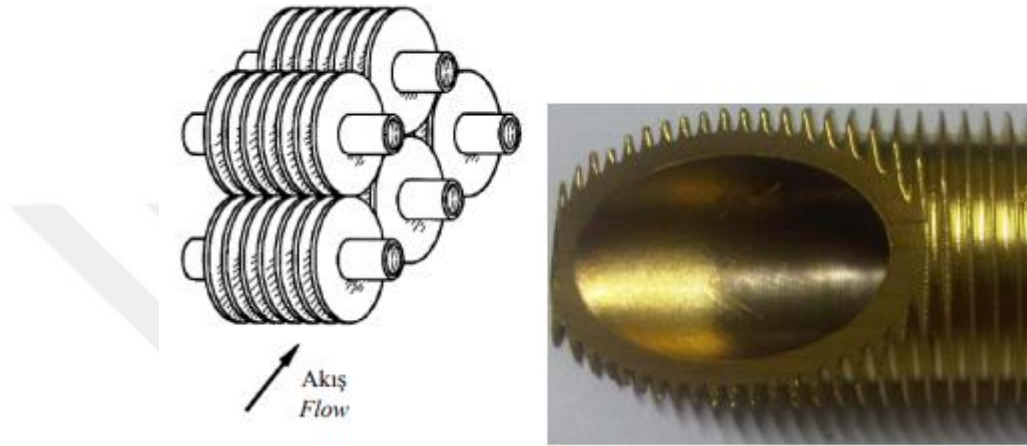
Spiral levhalı ısı değiştiricilerde ise iki uzun metal şerit levha helisel sarılarak, iki akışkan için spiral akış yolu çifti oluşturulur. Bu spiral dönüşlerden dolayı spiral plakalı ısı değiştiricilerin çapı çok fazladır. Sistemin ısı transfer katsayıları gövde-boru tip ısı değiştiricilerinden fazla olsa da, levhalı ısı değiştiricilerinden azdır. Lamelli ısı değiştiricileri bir grup boruyu saran bir levha gövdeden oluşur, fakat bu borular düzleştirilmiş ince borulardır. Bu tip ısı değiştiriciler selüloz ya da kağıt endüstrisinde kullanılırlar.(Kaçar ve Erbay 2013).



şekil 3.9. Spiral levhalı ısı değiştirici

3.2.4.3. Kanatlı tip ısı değıştirciler

Bu tip ısı değıştirciler kanatçıklı levha ve kanatçıklı boru olmak üzere iki ana bölüme ayrılır. Kanatçıklı levha modelinde yüzey alanını arttırmak için levha bükülerek çıkıntılar oluşturulur (Şekil 3.10.). Araç radyatörleri de bu tip ısı değıştircilere örnektir. Kanatçıklı boru modelinde ise boruların dış yüzeylerinde dairesel çıkıntılar bulunmaktadır (Kaçar ve Erbay 2013).



Şekil 3.10. Kanatçıklı borulu ısı değıştircisi

3.2.4.4. Rejeneratörler

Rejeneratörler depolama tipi ısı değıştircilerdendir. Dönen tip rejeneratörler sabit matris rejeneratörler, periyodik akım rejeneratörleri ve ısı akümülatörü olarak sınıflandırılabilirler.

Rejeneratörlerin avantajları rekuperatöre göre daha kompakt olması ve ekonomik olmasıdır. Bunun sebebi ise, sıcak ve soğuk gaz akışlarının radyal contact veya vanalarla ayrılmasıdır (Kaçar ve Erbay 2013).

3.2.5. Akış şekillerine göre sınıflandırma

Isı değıştircilerinde akış şekillerinin seçimi verim, basınç düşümü, minimum maksimum hızlar, akış güzergahları, termal kaynaklı stresler, sıcaklık seviyeleri, borulama işlemleri ve diğer tasarım kriterlerine göre yapılır. Tek geçişli ve çok geçişli olarak ikiye ayrılırlar (Kaçar ve Erbay 2013).

3.2.5.1. Tek geçişli ısı değiştiriciler

Bu tip ısı değiştiriciler, zıt yönlerde akış, paralel akış, karşı akış olarak ana bölümlere ayrılır. Zıt yönlerde akış modelinde, akışkanlar birbirlerine paralel, fakat ters yönde hareket ederler. Bu tip akış modeli, termodinamik olarak diğer akış modellerine göre daha üstündür.

Paralel akış modelinde ise, akışkanlar ısı değiştiricisine aynı taraftan girip, aynı taraftan terk ederler. Bu tip akış modeli, yüksek sıcaklık verimi gerektiren uygulamalar için kullanılması da, en yüksek duvar sıcaklığı yine zıt akışlı modelinkinden düşüktür. Karşı akışlı modelde, akışkanlar ısı değiştiricisinde birbirlerine dik yönde hareket eder. En yüksek sıcaklık farkları, sıcak ve soğuk akışkanın giriş yaptığı köşelerde görülür (Kaçar ve Erbay 2013).

3.2.5.2. Çok geçişli ısı değiştiriciler

Isı değiştiricilerin boylarının çok uzun olması gerektiğinde, çok düşük akışkan hızları elde edildiğinde ya da çok düşük verim elde edildiğinde, çok geçişli ya da birbirine bağlanmış birden fazla tek geçişli ısı değiştiricisi kullanılır. En önemli avantajı, ısı değiştiricinin toplam verimini, yalnız bir geçişin verimine göre daha fazla arttırmasıdır. Kanatçıklı , gövde-boru ve levhalı olarak üçe ayrılır (Kaçar ve Erbay 2013).

3.2.6. Isı transfer mekanizmalarına göre sınıflandırma

Termal enerjiyi, ısı değiştiricinin bir tarafındaki akışkandan ara yüzeye aktarmak için kullanılan temel ısı transfer mekanizmaları, tek faz konveksiyon (zorlanmış ya da doğal), iki faz konveksiyon (zorlanmış ya da doğal konveksiyon aracılığıyla yoğuşma veya buharlaşma) ve birleşik konveksiyon ve radyasyon ısı transfer mekanizmalarıdır (Kaçar ve Erbay 2013).

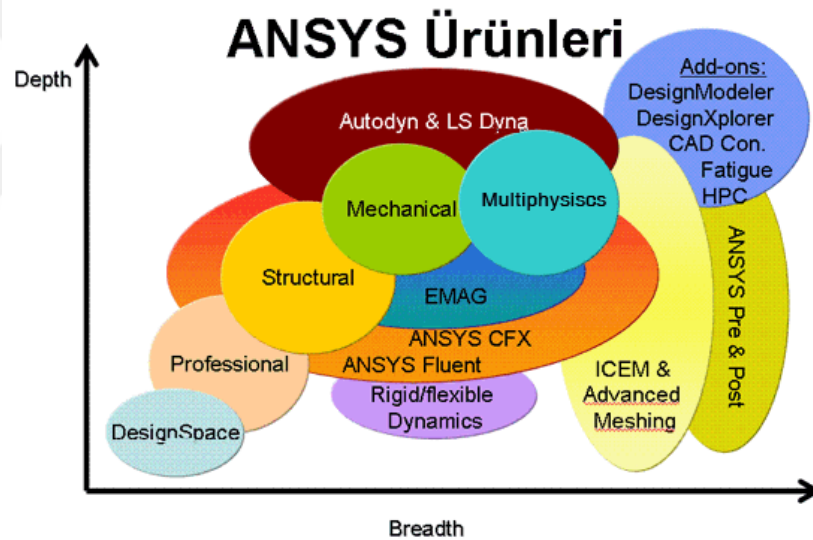
Tek faz konveksiyon ile ısı transferi yapılan değiştiricilere örnek olarak otomotiv radyatörleri, yolcu kabini ısıtıcıları, ekonomizörler gösterilebilir. İki faz konveksiyona ise klimaların buharlaştırıcıları örnek verilebilir. Çok bileşenli iki faz konveksiyon, genellikle hidrokarbonların damıtılması sırasında karışık buharların yoğuşmasında görülür. Bunlara ek olarak fosil yakıtlı enerji santrali kazanlarında radyasyon ile ısı transferi önemli bir yer tutmaktadır (Kaçar ve Erbay 2013).

3.3. ANSYS

ANSYS yazılımı mühendislerin mukavemet, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile elektromanyetik alanlarında fiziğin tüm disiplinlerinin birbiri ile olan tüm iteraksiyonunu simule etmekte kullanılabilen genel amaçlı bir sonlu elemanlar yazılımıdır (Gerek 2015).

Bu sayede gerçekleştirilen testlerin ya da çalışma şartlarının simule edilmesine olanak sağlayan ANSYS, ürünlerin henüz prototipleri üretilmeden sanal ortamda test edilmelerine olanak sağlar. Ayrıca sanal ortamdaki 3 boyutlu simulasyonlar neticesinde yapıların zayıf noktalarının tespiti ve iyileştirilmesi ile ömür hesaplarının gerçekleştirilmesi ve muhtemel problemlerin öngörülmesine olanak vermektedir (Gerek 2015).

Aşağıda görülebilen modüler yapısı sayesinde ANSYS sadece ihtiyaç duyulan özelliklerin alınmasına fırsat vererek ilave edilen CAD ve FEA bağlantı modülleri ile masa üstünde kullanılan diğer mühendislik yazılımları ile entegre bir şekilde çalışabilmektedir (Gerek 2015).



Şekil 3.11. ANSYS modüler yapısı

ANSYS yazılımı hem dışarıdan CAD dosyalarını alabilmekte hem de içindeki “preprocessing” imkanı ile geometri oluşturulmasına imkan vermektedir. Yine aynı preprocessing içinde hesaplama için gerekli olan sonlu elemanlar modeli yani mesh de oluşturulmaktadır. Yapılan analiz neticesinde sonuçlar sayısal ve grafiksel olarak elde edilebilir (Gerek 2015).

ANSYS yazılımı ile özellikle “contact” algoritmalarının çeşitliliği, zamana bağımlı yükleme özellikleri ve nonlinear malzeme modelleri sayesinde yüksek mühendislik seviyesindeki analizleri hızlı, güvenilir, ve pratik bir şekilde gerçekleştirebilmektedir (Gerek 2015).

Bu çalışmada ANSYS’in bir ara yüzü olan Fluent yazılımı kullanılmıştır.

3.3.1. FLUENT

Fluent, akış ve ısı problemlerinin sayısal çözümlemesine yönelik bir yazılım olup bunun yanında bazı kimyasal prosesleri de çözümleyebilmektedir.

Akış problemlerini temsil eden genel denklemlerin Navier-Stokes denklemleri olarak adlandırıldığı bilinir. Nitekim Fluent ve benzeri CFD yazılımları, az sayıda basit akış hali dışındaki analitik çözümü mevcut olmayan bu denklemleri bir takım ayrıştırmalarla ve kabullerle nümerik olarak çözebilmektedir.(Özcan 2004).

3.3.1.1. Navier-Stokes denklemleri

Akış problemlerini yöneten Navier-Stokes denklemleri en genel halde, süreklilik denklemi, momentum denklemi ve enerji denkleminde oluşur. Süreklilik denklemi vektörel formda:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.2)$$

Şeklinde veya materyal(maddesel) türev kavramı kullanarak,

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \vec{V} = 0 \quad (3.3)$$

şeklinde yazılabilir (Özcan 2004).

Momentum denklemi vektörel bir denklem olup en genel halde :

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{f} - \nabla p + \nabla \cdot \tau \quad (3.4)$$

şeklinde yazılabilir. Burada $\vec{f}$ vektörü bünye kuvvetlerini ifade etmekte olup elektromanyetik etki veya yer çekimi etkisinden kaynaklanır ve havayla ilgili akış problemlerinde genellikle ihmal edilir. τ ise viskoz gerilmeleri belirtmekte olup, hız bileşenleri cinsinden genel olarak

$$\tau_{ij} = -\delta_{ij} \frac{2}{3} \mu \cdot \nabla \cdot \vec{V} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.5)$$

şeklinde tanımlanır (Özcan 2004).

Enerji denklemi genel halde aşağıdaki biçimde yazılabilir (Özcan 2004) :

$$\rho \frac{Dh}{Dt} - \frac{D\rho}{Dt} = \Phi - \nabla \cdot \dot{Q} \quad (3.6)$$

Burada h , $\dot{Q}$ ve Φ büyüklükleri sırasıyla entalpiyi, ısı transferini ve dissipasyonu (tersinir olmayan viskoz işten kaynaklanan kayıp fonksiyonunu) temsil etmekte olup aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$h = e + p/\rho \quad (3.7)$$

$$\dot{Q} = -k\nabla \cdot T \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned} \Phi = \mu [& 2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \\ & + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2] - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \end{aligned} \quad (3.9)$$

3.3.1.2. FLUENT yazılımında türbülans modelleri

Üç yönde hız bileşenlerindeki sürekli ve periyodik olmayan çalkalanma hareketine türbülans denilmektedir. Türbülans akışkanın bir özelliği değildir akışı karakterize etmek için kullanılır. Türbülanslı akışlar çalkalanan hız alanı ile karakterize edilmektedir. Bu çalkantılar enerji, momentum ve konsantrasyon çeşitleri gibi taşıma nicelikleri karışımıdır ve düşük ölçek ve yüksek frekansta olmasından dolayı, direk olarak pratik mühendislik hesaplarında simüle edilmesi hesaplamasal olarak oldukça maliyetlidir. Gerçek ana denklemleri kullanmak yerine ana denklemleri üzerinde değişiklikler yapılarak hesaplama maliyeti ve çözümlenememe olayı azaltılır. Ancak değiştirilmiş bu denklemler ek bilinmeyen değişiklikler içerecek ve türbülans modelleri bu değişiklikleri bilinen nicelikler tarafından hesaplanması gerekecektir (Özcan 2004).

FLUENT yazılımı çizelge 3.1'deki türbülans modellerini kullanır. Bu çalışmada analizi yapılan ısı değiştirici türbülanslı akış gerçekleşen alanlar içermektedir ve bu yüzden analizde RNG k-ε modeli kullanılmıştır (Özcan 2004).

Çizelge 3.1. Fluent yazılımının kullandığı türbülans modelleri (Özcan 2004).

1. Spalart-Allmaras (Tek Denklemlilik)
2. k-ε Modelleri (İki Denklemlilik) • Standart • Renormalization-Group (RNG-yeniden normalize edilmiş) • Realizable
3. k- ω Modelleri (İki Denklemlilik) • Standart • Shear-Stress Transport (SST)
4. v^2 -f Model
5. Reynolds Stress Model (RSM) (Beş Denklemlilik)
6. Large Eddy Simulation Model (LES)

3.3.1.2.1. RNG k-epsilon (k-ε) modeli

RNG k-epsilon türbülans modeli yeniden normalizasyon grup teorisi olarak adlandırılan, istatistiksel teknikler kullanılarak Navier-Stokes denklemlerinden farklı sabitlere, k-epsilon türbülans modelinden farklı sabitlere ve k ve ε için iletim denklemlerine eklenen terimlere ve fonksiyonlara sebep olmaktadır. Standart k-epsilon modeline benzer bir biçimi vardır. Fakat içinde bazı önemli kısımlar düzeltilmiştir. Zorlanmış akışlar için önemli bir şekilde doğruluğu geliştiren ε denkleminin içine sabitler, girdaplı akışlar için türbülansa girdap etkisi, Pradtl sayısı için analitik bir formül ve düşük Reynolds sayısı uygulamalarında hesaplanan efektif viskozite için analitik olarak türetilmiş diferansiyel formül eklenmiştir (Özcan 2004).

3.3.1.2.1.1. RNG k-epsilon türbülans modeli için iletim denklemleri

İki denklemden oluşan RNG k-epsilon türbülans modeli için iletim denklemleri k için:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_k \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_m \quad (3.10)$$

Ve ε için;

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - G_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (3.11)$$

Biçiminde yazılmaktadır. Bu denklemlerde G_k ortalama hız gradyanların nedeni ile oluşan türbülans kinetik enerji üretimini temsil eder. G_b kaldırma kuvvetinden dolayı oluşan türbülans kinetik enerji üretimidir. Y_m sıkıştırılabilir türbülans dalgası genişleme dağılımını ifade etmektedir. a_k ve a_ε sırasıyla k ve ε için ters efektif Prandtl sayılarıdır. (Özcan 2004).

3.3.1.2.1.2. Efektif viskozite modellemesi

Türbülans viskozitesi için diferansiyel denklem :

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1,72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (3.12)$$

olarak yazılmaktadır ve $\hat{v} = \mu_{eff}/\mu$, $C_v \approx 100$ olarak belirtilmektedir. Denklem 3.12 efektif Reynolds sayısı daha doğru bir şekilde ifade edilebilmesi için integre edilmiştir. Bu sayede türbülans modelinin düşük Reynolds sayısı ve duvar etrafındaki akışlar için daha iyi hale gelmektedir. Yüksek Reynolds sayılarında Denklem 3.12. (Özcan 2004) :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.13)$$

şeklinde düzenlenir. $C_\mu = 0,0848$ 'dir. Bu değer RNG teorisi kullanılarak türetilmiştir. C_μ 'nin değeri standart k -epsilon modelinde kullanılan deneysel hesaplanmış $0,09$ değerine çok yakındır.(Özcan 2004).

3.3.1.2.1.3. Ters efektif Prandtl sayısının hesabı

Ters efektif Prandtl sayısı a_k ve a_ε RNG teorideki aşağıdaki formülün analitik olarak türetilmesi kullanılarak hesaplanır.

$$\left| \frac{a - 1,3929}{a_0 - 1,3929} \right|^{0,6321} \left| \frac{a + 2,3929}{a_0 + 2,3929} \right|^{0,3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (3.14)$$

Burada, $a_0=1$ 'dir. Yüksek Reynolds sayı limiti ($\mu_{mol}/\mu_{eff} \ll 1$) $a_k=a_\varepsilon \gg 1,393$.

3.3.1.2.1.4.Epsilon denklemindeki R terimi

RNG k -epsilon türbülans modeli ile standart k -epsilon modeli arasındaki ası fark denklem 3.11 a eklenmiş olan R terimidir (Özcan 2004).

$$R = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0}) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (3.15)$$

Denklem 3.15'de $\eta = SK/\varepsilon$, $\eta_0 = 4,38$, $\beta = 0,012$ olarak verilmektedir. Bu terimin etkisini görmek için R teriminin denklem 3.11'de yerine koyulur ve ε^2/k parantezine alınırsa ε için iletim denklemi olan denklem aşağıdaki şekli alır (Özcan 2004).

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_k \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.16)$$

Bu denklemindeki $C_{2\varepsilon}^*$:

$$C_{2\varepsilon}^* \equiv C_{2\varepsilon} \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3} \quad (3.17)$$

olarak verilmektedir (Özcan 2004).

Düşük gerilme oranı olan $\eta < \eta_0$ bölgelerinde R terimi pozitif bir katkı yapmaktadır ve denklem ve $C_{2\varepsilon}^*$ 'nin değeri standart k -epsilon türbülans modelinin $C_{2\varepsilon}$ 'nin değerinden daha büyüktür. Bundan dolayı standart k -epsilon türbülans modelindeki sonuçlar daha büyük olmaktadır..

Ancak, yüksek gerilme olan $\eta > \eta_0$ bölgelerinde R terimi negatif bir katkı yapmaktadır ve Denklem 3.16'daki $C_{2\varepsilon}^*$ 'nin değeri standart k -epsilon türbülans modelindeki $C_{2\varepsilon}$ 'nin değerinden daha küçüktür. Sonuç olarak bu tip akışlarda RNG k -epsilon modeli standart k -epsilon türbülans modeline göre daha düşük türbülans viskozitesi sağlamaktadır. (Model sabitleri olan $C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$ sabitleri sırasıyla $1,42$ ve $1,68$ 'dir) (Özcan 2004).

3.4. MATLAB-SİMULİNK

MATLAB programı matematiksel hesaplamalarda ve mühendislik bilimlerinde sıklıkla kullanılmaktadır. SİMULİNK sayesinde modelleme ve benzetim yapılabilmektedir. MATLAB/SİMULİNK kullanıcıya analiz ve tasarım olanağı sağlar. Mühendislik çalışmalarında bilgisayar üzerinden testlerin ve analizlerin yapılması önem arz etmektedir. Karmaşık sistemlerin tasarlanmasına ve kontrol yöntemleri denenirken simülasyonların yapılmasına zengin araç kütüphanesine sahip olması nedeniyle imkân tanır.

SİMULİNK, MATLAB ile birlikte bütünleşik olarak çalışan bir simülasyon ortamıdır. Sürekli zamanlı ve ayrık zamanlı sistemleri veya her ikisini de içeren hibrit sistemleri desteklemektedir. İçinde birçok altsistemi blok olarak barındırdığından sürükle-bırak yöntemiyle birçok sistem birkaç dakikada kurularak simüle edilebilir, değişik durumlardaki cevabı test edilebilir. Bunun için SİMULİNK kullanıcılarına zengin bir blok kütüphanesi sunmaktadır.

3.5. Kompresör Tasarımı 1. Aşama

Genel olarak bir kompresörün hazneye sürekli halde gaz basması, sıcaklığın yükselmesi yüzünden sakıncalı olur. Bu nedenle kompresörler bir depoyu öngörülen üst basınç ve alt basınç aralığında besleyecek biçimde çalıştırılır. Buna göre depoda üst basınç oluşunca kompresör durur, basınç alt basınç değerine indiğinde yeniden çalışmaya koyulur. Bekleme süresi içerisinde kompresör soğutulmuş olur. Yaptığımız tasarımda üst basınç $P_{\bar{u}} = 15$ bar ve alt basınç $P_a = 12$ bar olarak belirlenmiştir (Yalçın 2011).

3.5.1. Atmosfer koşullarında kompresöre giriş yapacak havanın debisi

Kompresör çıkışına basılan hava art soğutucudan, su-yağ ayırıcısından geçerken depoya giriş yapar, depo içerisinde sıcaklığı, atmosfer sıcaklığına inmiş bulunur. Tasarım yapılırken $Q_{at} = 1.5 \text{ m}^3/\text{s}$ seçilmiştir.

Atmosfer basıncı $P_{at} = 1 \text{ kp/cm}^2$ ve atmosfer sıcaklığı $T_{at} = 18^\circ\text{C}$ olsun.

$$Q_{at} = \frac{Q_a \cdot P_a}{P_{at}} \quad (3.18)$$

Denklem 3.18'den, $Q_{at} = 18 \text{ m}^3/\text{saat}$, $Q_{at} = 5000 \text{ cm}^3/\text{s}$ debide serbest atmosferden hava emileceği anlaşılmıştır.

$$\rho_{at} = \frac{P_{at}}{R \cdot T_{at}} \quad (3.19)$$

Denklem 3.19'dan, $\rho_{at} = 1.175 \text{ kg/m}^3$

$$q_m = Q_{at} \cdot \rho_{at} \quad (3.20)$$

Denklem 3.20'den, $q_m = 0,03437 \text{ kg/s}$ olarak bulunmuştur.

Depo hacmi, $V_d = 2.5 \text{ m}^3$ için depoda basınç alt basınç değerinden üst basınç değerine yükseldiğinde kompresörün basacağı havanın kütlesi :

$$P_a \cdot V_d = m_a \cdot R \cdot T \quad (3.21)$$

$$P_{\bar{u}} \cdot V_d = m_{\bar{u}} \cdot R \cdot T \quad (3.22)$$

$$\Delta m = m_{\bar{u}} - m_a \quad (3.23)$$

$$\Delta m = \frac{V_d \cdot (P_{\bar{u}} - P_a)}{R \cdot T} \quad (3.24)$$

Buradan, $\Delta m = 8.81 \text{ kg}$ çalışma süresi içinde kompresörün depoya basacağı hava kütlesi olarak bulunmuştur. Böylece depoda basınç üst basınç değerine ulaşmış olur.

3.5.2. Kademe Strok Hacimlerinin Belirlenmesi

Kompresör üst basınç değerine göre iki kademeli olarak boyutlanmıştır. $P_1=0.92 \text{ kg/cm}^2$

$$P_0 = \sqrt[2]{P_1 \cdot P_u} = 3,71 \text{ kp/cm}^2 \quad (3.25)$$

Kompresörün çalışma periyodları sırasındaki basacağı toplam hava debisi için $\Delta t=5$ dakika alındığında (Yalçın 2011) :

$$q'm = qm + \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad (3.26)$$

$q'm = 0.04237 \text{ kg/s}$ kompresörün her çalışma süresinde depoya basmış olduğu hava debisi,

$$q'm = Q'_{at} \cdot P_{at} \quad (3.27)$$

Denklem 3.27'den , $Q'_{at} = 0.02926 \text{ m}^3/\text{s}$ serbest atmosfer koşullarında kompresörün hacimsel debisi belirlenmiş olur.

Kompresör bu debiyi sağlamak için iki kademede boyutlandırılmıştır. Alçak ve yüksek basınç kademelerinde strok hacimlerinin belirlenmesi için P-V diyagramını (Şekil 3.12.) göz önüne alınmıştır. $V_0=0.02V$, motor devir sayısı $n_0=1000 \text{ dev/dak}$ ve politrpk üs $n=1.3$ alınmıştır ($m=4.04$ ve $\epsilon^*=51$) (Yalçın 2011).

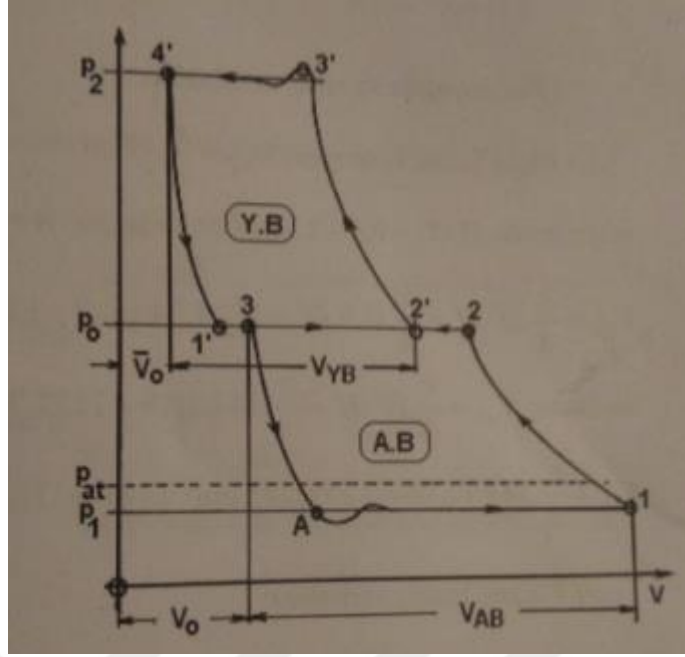
$$\epsilon^* = 1 + \frac{V}{V_0} \quad (3.28)$$

$$m = \frac{P_0}{P_1} \quad (3.29)$$

$$\eta_v = (\epsilon^* - m^{1/n}) / (\epsilon^* - 1) \quad (3.30)$$

$$\eta'_v = \eta_v \cdot (P_1/P_{at})^{1/n} \quad (3.31)$$

Buradan $\eta'_v=0.81$ olarak bulunmuştur. Kompresör bu hacimsel verim ile serbest atmosferden Q'_{at} hacimsel debisinde hava emerek P_2 basıncında depoya basacaktır.



Şekil 3.12. Çift kademeli bir kompresörün P-V diyagramı

3.5.3. Alçak basınç silindiri strok hacmi

$$V_{AB} \cdot \eta'_v \cdot n_0 / 60 = Q'_{at} \quad (3.32)$$

Denklem 3.32'den , $V_{AB} = 0.0218 \text{ m}^3$, 21.8 litre bulunmuştur.

$$V_{ab} = 0.5 \cdot V_{AB} = 109 \text{ cm}^3 \quad (3.33)$$

$$V_0 = 0.02 \cdot V_{ab} \quad (3.34)$$

$$V_1 = V_0 + V_{ab} \quad (3.35)$$

Bu işlemler sonucu alçak basınç kademesi silindir hacmi $V_1 = 1112 \text{ cm}^3$ olarak bulunmuştur.

Yüksek basınç kademesinde 2-2' arası soğutma yapıldığına göre belirlenmiştir. Soğutmanın ideal koşullar altında gerçekleştiği ve kompresöre ilk giriş sıcaklığında ikinci kompresöre giriş yapılacağı varsayılmıştır, $T_2 = T_1$ olur.

$$P_1 \cdot V_1 = P_0 \cdot V_2' \quad (3.36)$$

Denklem 3.36'dan , $V_2' = 274.4 \text{ cm}^3$, silindir hacmi olarak bulunmuştur.

$$\varepsilon^* = V_2' / V_0' \quad (3.37)$$

Denklem 3.37'den, $V_0' = 5.4 \text{ cm}^3$ olarak bulunmuştur.

$$V_2' = V_0' + V_{YB} \quad (3.38)$$

Denklem 3.38'den, $V_{YB}=270 \text{ cm}^3$,yüksek basınç kademesi strok hacmi olarak bulunmuştur.

3.5.4. Piston çapları ve strok uzunlukları

3.5.4.1. Alçak basınç kademesi

$$V_{AB} = \frac{\pi D^2 H}{4} \quad (3.39)$$

D : piston çapı, H = 2R : strok uzunluğu, R : krank yarıçapı olup uygulamada H/D = 0.8-1.3 aralığında seçilir. H=0.9D olarak seçilmiştir(Yalçın 2011). Buna göre :

D=12 cm, H=10.8 cm, R=5.4 cm olarak alınmıştır.

3.5.4.2. Yüksek basınç kademesi

$$V_{YB} = \frac{\pi d^2 h}{4} \quad (3.40)$$

d : piston çapı, h = 2r : strok uzunluğu, r : krank yarıçapı olup uygulamada h/d = 0.8-1.3 aralığında seçilir. h=0.92d olarak seçilmiştir (Yalçın 2011). Buna göre :

d=5 cm, h=10.8 cm, r=5.4 cm olarak alınmıştır.

3.5.5. Pistonların ortalama ve maksimum hızları

3.5.5.1. Alçak basınç kademesi

$$C_{m1} = \frac{H.n_0}{30} \quad (3.41)$$

$$C_{1max}=0,5. \pi.C_m \quad (3.42)$$

Buradan alçak basınç kademesi piston hızları, $C_{m1}=360 \text{ cm/s}$, $C_{1max}=565 \text{ cm/s}$ olarak bulunmuştur.

3.5.5.2. Yüksek basınç kademesi

$$C_{m2} = \frac{H.n_0}{30} \quad (3.43)$$

$$C_{2max}=0,5. \pi.C_m \quad (3.44)$$

Buradan yüksek basınç kademesi piston hızları, $C_{m2}=153.3 \text{ cm/s}$, $C_{2max}=240.7 \text{ cm/s}$ olarak bulunmuştur.

3.5.6. Her bir kompresöre bağlanacak motor gücü hesabı

$$\Delta W_{in} = \frac{2n}{n-1} \cdot p_1 \cdot V_{AB} \cdot \eta_V \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (3.45)$$

Denklem 3.45'den, $\Delta W_{in} = -290.8$ J/çevrim olarak bulunmuştur.

$$NI_{in} = \frac{\Delta W_{in} \cdot n_0}{60} \quad (3.46)$$

Denklem 3.46'dan, $NI_{in}=6.057$ kW. Pistonlu kompresörlerde $\eta_m=\%80$ seçilebilir, buna göre motordan çekilecek gücü bulmak istediğimizde :

$$NI_{in} = NI_{ef} \cdot \eta_m \quad (3.47)$$

Denklem 3.47'den, $NI_{ef}=4.846$ kW olarak bulunmuştur.

3.5.7. Kompresörün kapasitesi

Herbir kompresörün hacimsel debisini, emme koşullarında göz önüne alındığında:

$$q_{at}=Q'_{at,0,5} \quad (3.48)$$

Denklem 3.48'den, $q_{at}=14628.36$ cm³/s : standart atmosfer koşullarında bu debinin değeri herbir kompresörün kapasitesi olarak bulunmuştur.

$$p_{at} \cdot q_{at} = mRT_{at} \quad (3.49)$$

$$p^x_{at} \cdot q^x = mRT^x \quad (3.50)$$

Buradan, $q^x = 13311.81$ cm³/s yani 13.31 litre kompresör kapasitesi olarak bulunmuştur.

3.5.8. Subapların boyutlandırılması

3.5.8.1. Emme subabı

$d_e/D = 0.2-0.28$ arasında olmalıdır, 0.25 olarak alındığında , $d_e=3$ cm olarak bulunmuştur. Silinidir emme subabı üzerinden beslenecek olup ortalama akım hızı , 10 m/s $\leq u_{or} \leq 20$ m/s olduğuna göre, hesaplanan subab yüzeyi üzerinde ortalama akım hızını bulmak için (Yalçın 2011):

$$q_{at} = \frac{\pi \cdot d_e^2 \cdot u_0}{4} \quad (3.51)$$

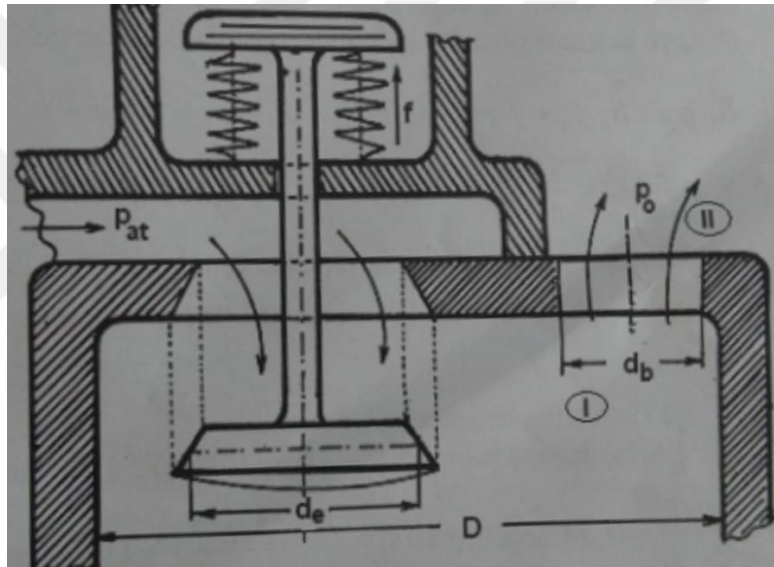
Denklem 3.51'den, $u_0=2071$ cm/s bulunmuştur ve sınır aşılmıştır, $d_e = 0.28D$ olarak alınmıştır ve $d_e=3.5$ cm , $u_0=1521$ cm/s hesaplanmıştır. Bu hız verilen aralığa uymuştur.

3.5.8.2. Basma subabı

P-V diyagramında görüldüğü gibi basma subabı, piston (2) konumuna geldiğinde gaz basıncı P_0 değerini biraz aştığında açılır. Akım silindir içi gaz basıncının P_0 , soğutucu bünyesinde gaz basıncının P_0 olduğu koşullar altında gerçekleşir. Piston üzerindeki gaz Ü.Ö.N'ye doğru piston hızıyla itilmiş olur. Yapılan deneyler basma subabı üzerinden geçen gaz ortalama hızının $15 \text{ m/s} \leq u_b \leq 25 \text{ m/s}$ aralığında seçilebileceğini göstermiştir. Sıvılarda olduğu gibi maddenin korunumu prensibini $u_b=20 \text{ m/s}$ göz önüne alınmıştır (Yalçın 2011).

$$\frac{\pi \cdot D^2 C_m}{4} = \frac{\pi \cdot d_b^2 \cdot u_b}{4} \quad (3.52)$$

Denklem 3.52'den, $d_b=5.1 \text{ cm}$ olarak bulunmuştur.



Şekil 3.13. İlk Kademenin şematik görünümü

İlk kademedeki çıkış yarıçapını da bulunmuştur ve artık ilk kademedeki çıkan havanın hızı hesaplanabilir. Böylece iki kompresör arasında konulacak ısı değiştiricinin analizini ve seçimini yapabiliriz.

3.6. Isı Değiştirici Analizleri ve Isı Değiştirici Seçimi

Bu çalışmada kompresörün kademeleri arasında soğutma işlemi uygulanmıştır. Bu işlem için de su soğutmalı ısı eşanjörü kullanılmıştır. Böylece sıcak hava eşanjöre giren soğuk su sayesinde soğutulmuştur.

3.6.1. Isı değiştiriciye giren havanın ve soğutucu suyun özellikleri

Isı değiştiriciye giren havanın hızı için daha önce bulunan $q_{at}=14628.36 \text{ cm}^3/\text{s}$ ve $d_b=5.1 \text{ cm}$ değerlerinden, $u=716,08 \text{ cm/s}=7,16 \text{ m/s}$ olarak hesaplanmıştır.

Isı değiştiriciye giren havanın sıcaklık değerini bulmak için :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (3.53)$$

Denklemleri kullanılmıştır. Daha önce denklem 3.25’de bulunan basınç değerinden ve kompresöre giriş sıcaklığı olarak seçilen, $T_1=18 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_2=3,71 \text{ kp/cm}^2$ değerleri, $P_1=P_0=1.033296 \text{ kp/cm}^2$ değeri ve $k=1.4$ değeri denklem 3.53’de hesaplandığında, $T_2=146.2 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak bulunmuştur.

Böylece analiz için gereken tüm değerler bulunmuş olunur. Soğutucu su için $u_s=0.25 \text{ m/s}$ ve $T_s=5 \text{ }^\circ\text{C}$ derece kabul edilmiştir.

Analizin yapılabilmesi için, bu akışların laminar ya da türbülanslı olup olmadıklarının belirlenmesi gerekir. Bu özellikleri belirlemek için Reynolds sayıları denklem 3.54 yardımıyla bulunur.

$$Re = \frac{qvD}{\mu} \quad (3.54)$$

$Re_{sıcak} > 2300$ yani türbülanslı akış ve $Re_{soğuk} < 2300$ yani laminar akış olarak bulunmuştur.

3.6.2. 5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizi

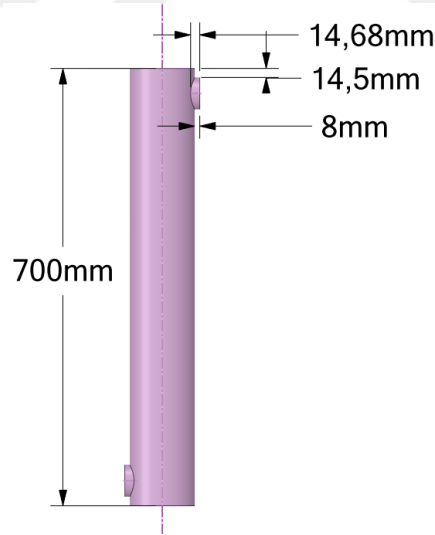
Ara soğutma için ters akışlı ısı değiştirici tipi ısı değiştirici, verimi ve kolay tasarımı yüzünden tercih edilmiştir. Uygun sayıda soğutucu akışkan geçen boru sayısını bulmak için de 5, 7, 9 olmak üzere farklı sayıda boru geçişi olan model modellenmiş ve bunların analizleri yapılmıştır.

3.6.2.1. 5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değıştirci modeli

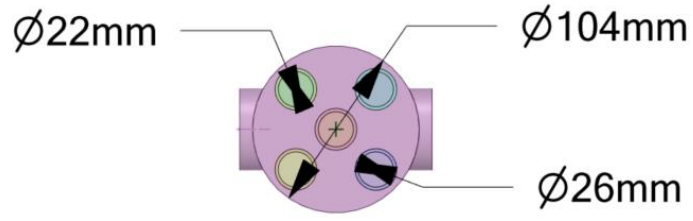
Isı değıştircilerden biri soğutucu akışkanın geçtiğı 5 adet borunun soğutulmak istenen havanın içinden ters akışlı geçirilmesi prensibine dayanarak oluşturulmuştur. Bu model hazırlanırken ANSYS programının kendi arayüzü olan DESIGN MODELLER arayüzü kullanılmıştır. Öncelikle çizimi yapılan silindirik borunun merkezinden 1 adet olmak üzere 5 boru geçirilip, bu boruların içi de modellenerek soğutucu akışkanın modellenmesi tamamlanmıştır. Sonrasında mesh işlemi için gereken temas yüzeylerinin tanımlanması için DESIGN MODELLER içerisinde ‘share topolog’ işlemi uygulanmıştır.



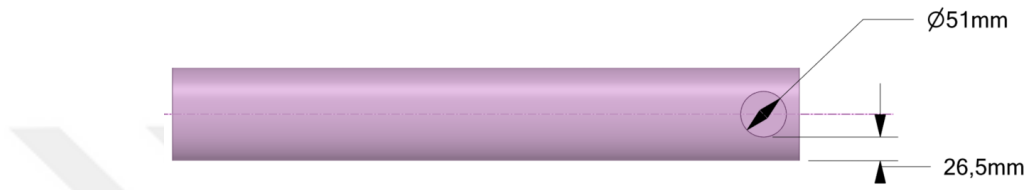
Şekil 3.14. 5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değıştirci modeli



Şekil 3.15. 5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değıştirci boyutları üst görünümü



Şekil 3.16. 5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değıştirici boyutları ön görünümü



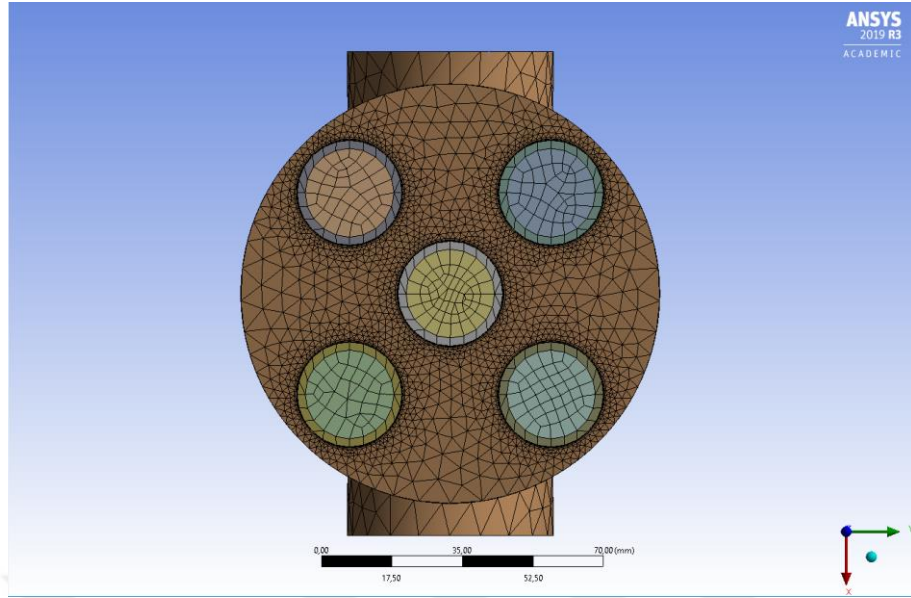
Şekil 3.17. 5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değıştirici boyutları yan görünümü

3.6.2.2. 5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh işlemi

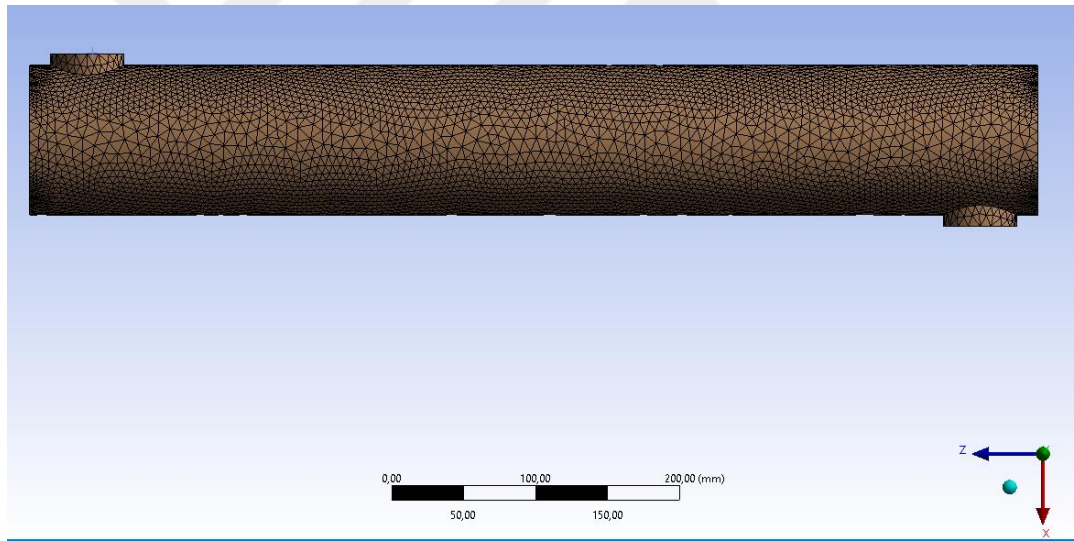
Mesh atılırken şekil 3.18’da da görüleceği gibi “Solver Preference / Çözüm Tercihi, growth rate / Büyüme oranı” FLUENT kullanmaya uygun özellikler seçildi. Analizin en doğru sonuç vermesi için sıcak havanın her bir boruya temas eden kısmına ‘inflation’ işlemi uygulanıp bu işlem ile soğuk akışkanın içinden geçtiği boruların sıcak akışkan ile temas ettiği bölgelerde ısı transfer alanları oluşturuldu. Bu alanların düzgün oluşturulabilmesi için sıcak akışkan ve borunun temas ettiği yüzeylere ‘edge sizing’ işlemi uygulanıp bu bölgeler daha düzgün alanlara bölündü.

Details of "Mesh"	
Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Element Order	Linear
☐ Element Size	Default (35,889 mm)
Export Format	Standard
Export Preview Surface Mesh	No
Sizing	
Use Adaptive Sizing	No
☐ Growth Rate	1,3
☐ Max Size	Default (71,779 mm)
Mesh Defeatureing	Yes
☐ Defeature Size	Default (0,17945 mm)
Capture Curvature	Yes
☐ Curvature Min Size	Default (0,35889 mm)
☐ Curvature Normal Angle	Default (18,°)
Capture Proximity	No
Bounding Box Diagonal	717,79 mm
Average Surface Area	27726 mm ²
Minimum Edge Length	69,115 mm
Quality	
Check Mesh Quality	No
☐ Target Skewness	Default (0.900000)
Smoothing	High
Mesh Metric	Skewness
☐ Min	2,5121e-004
☐ Max	0,80471
☐ Average	0,21944
☐ Standard Deviation	0,13573
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
☐ Transition Ratio	0,272
☐ Maximum Layers	5
☐ Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Assembly Meshing	
Method	None
Advanced	
Number of CPUs for Parallel...	Program Controlled
Straight Sided Elements	
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Topology Checking	Yes
Pinch Tolerance	Default (0,323 mm)
Generate Pinch on Refresh	No
Statistics	
☐ Nodes	228367
☐ Elements	458042

Şekil 3.18. 5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh özellikleri



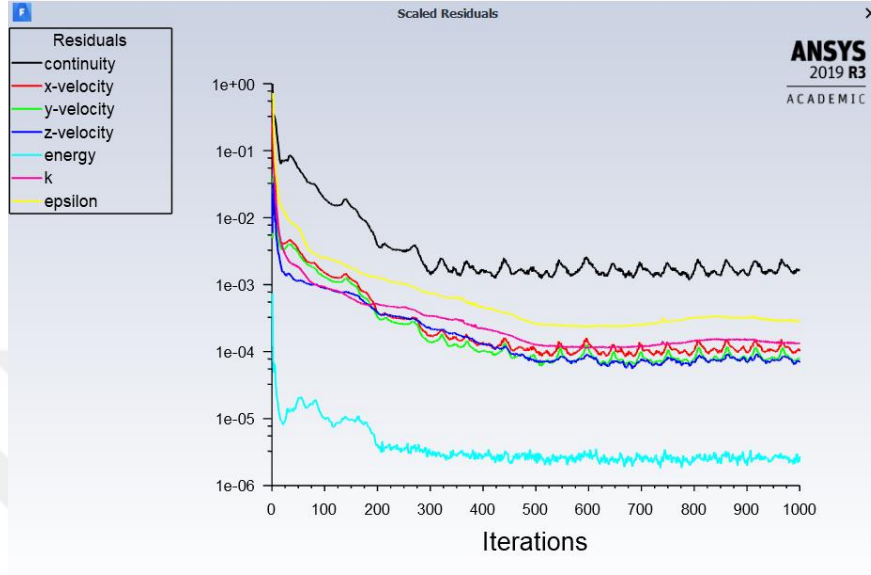
Şekil 3.19. 5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh ön görünümü



Şekil 3.20. 5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh görünümü üst görünümü

3.6.2.3. 5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizi

Analiz yapılırken sıcak akışkanın akışı türbülanslı olduğu için ‘k-epsilon’ modeli seçilmiştir ve soğuk akışkanın modeli laminar olarak değiştirilmiştir. İterasyon değeri en çabuk yakınsayacak değer olan süreklilik ile aynı olan 1000 seçilmiştir.



Şekil 3.21. 5 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizinde elde edilen iterasyon sonuçları

Grafik incelendiğinde, analiz sonucunda süreklilik, enerji ve hız denklemlerinin çözülmesinde yakınsamada daha sık salınım hareketleri görülürken, k ve epsilon değerlerinin yakınmasında ise daha seyrek bir salınım hareketi görülmektedir. Bu analiz sonucundan ısı değiştiriciden çıkan hava 71,16 °C’de su ise 9,17 °C’de çıkmıştır.

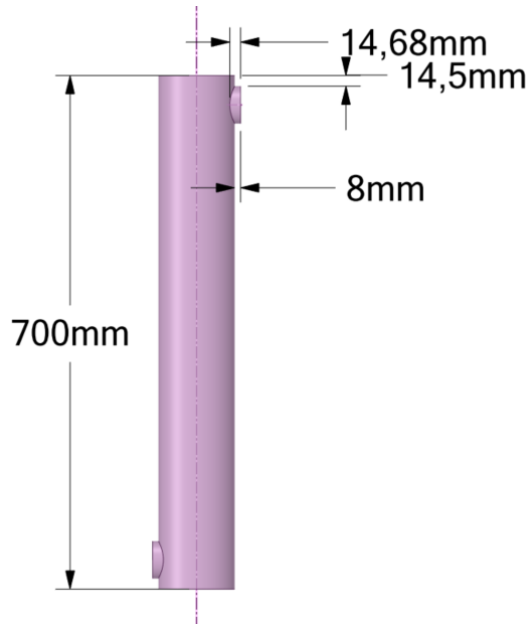
3.6.3. 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizi

3.6.3.1. 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici modeli

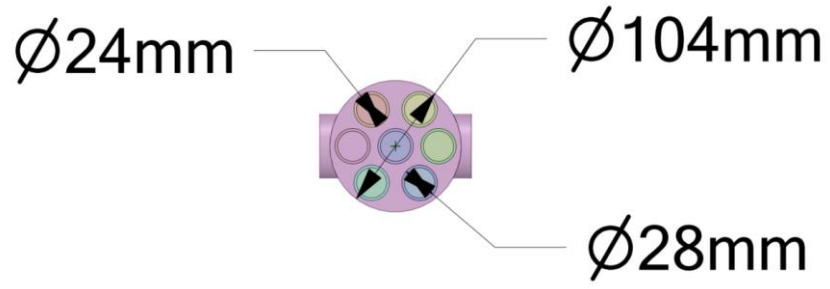
Isı değiştiricilerden biri soğutulmak istenen havanın soğutucu akışkanın geçtiği 7 adet borunun içinden ters akışlı geçirilmesi prensibine dayanarak oluşturuldu. Bu model hazırlanırken ANSYS programının kendi arayüzü olan DESIGNMODELLER ara yüzü kullanıldı. Öncelikle çizimi yapılan silindir gövdenin içinden biri merkezinden olmak üzere 7 boru geçirildi ve boruların içi de modellenerek soğutucu akışkanın modellenmesi tamamlandı. Sonrasında mesh işlemi için gereken contact yüzeylerinin tanımlanması için design modeller içerisinde ‘share topology’ işlemi uygulandı.



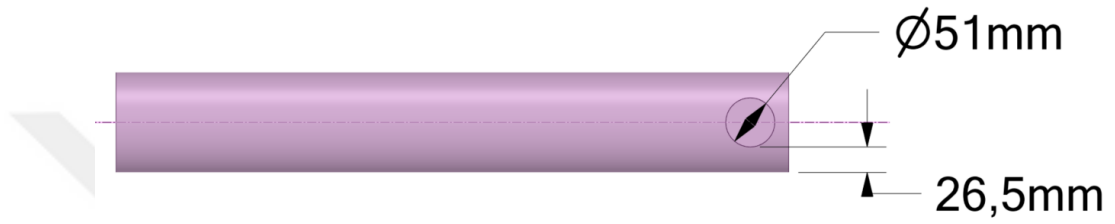
Şekil 3.22. . 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici modeli



Şekil 3.23. . 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları üst görünümü



Şekil 3.24. . 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları ön görünümü



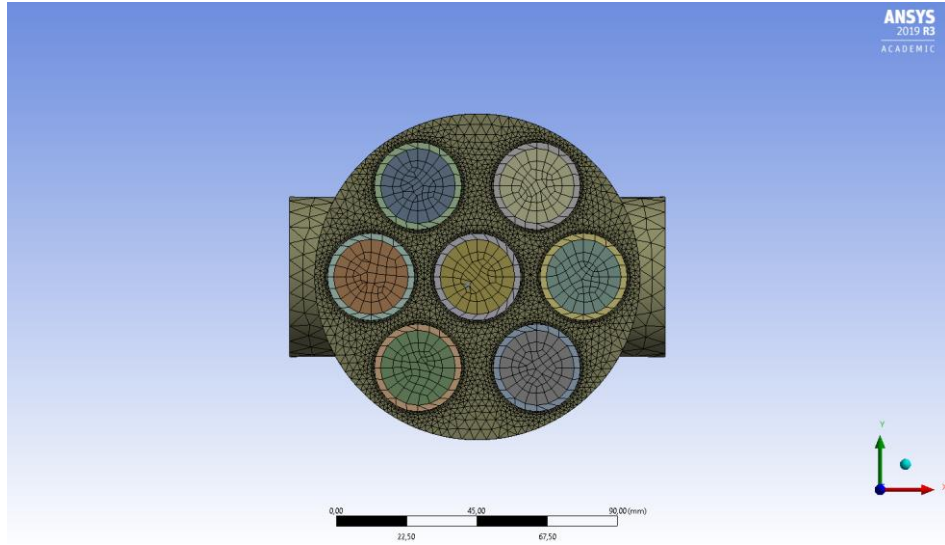
Şekil 3.25. . 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları yan görünümü

3.6.3.2. 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh işlemi

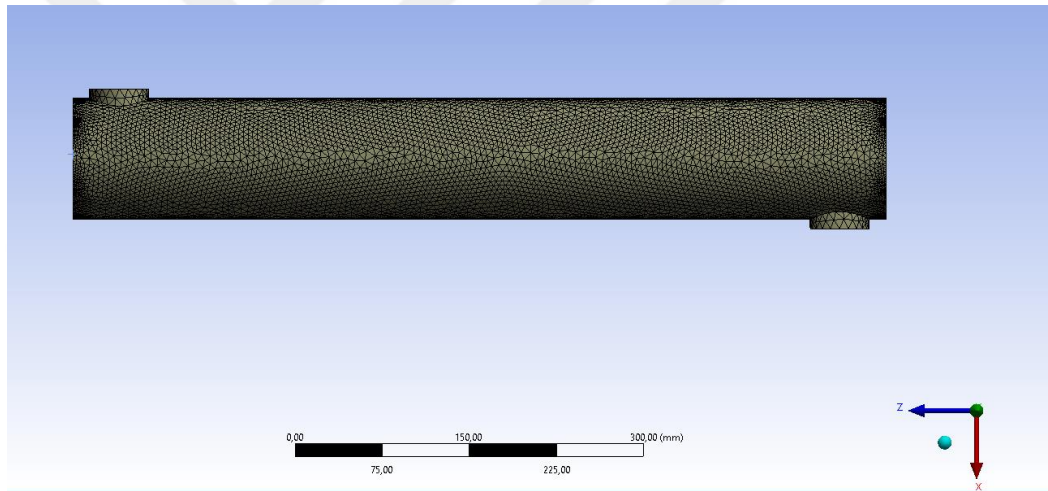
Mesh atılırken şekil 3.26’da da görüleceği gibi 5 soğutucu borulu ısı değiştirici ile benzer yöntemler uygulanmıştır.

☒ Display	
Display Style	Use Geometry Setting
☒ Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Element Order	Linear
☐ Element Size	Default (35,889 mm)
Export Format	Standard
Export Preview Surface Mesh	No
☒ Sizing	
Use Adaptive Sizing	No
☐ Growth Rate	1,55
☐ Max Size	Default (71,779 mm)
Mesh Defeaturing	Yes
☐ Defeature Size	Default (0,17945 mm)
Capture Curvature	Yes
☐ Curvature Min Size	Default (0,35889 mm)
☐ Curvature Normal Angle	Default (18,°)
Capture Proximity	No
Bounding Box Diagonal	717,79 mm
Average Surface Area	29331 mm ²
Minimum Edge Length	75,398 mm
☒ Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
☐ Target Skewness	Default (0.900000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	None
☒ Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
☐ Transition Ratio	0,272
☐ Maximum Layers	5
☐ Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
☒ Assembly Meshing	
Method	None
☒ Advanced	
Number of CPUs for Parallel Part Meshing	Program Controlled
Straight Sided Elements	
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Topology Checking	Yes
Pinch Tolerance	Default (0,323 mm)
Generate Pinch on Refresh	No
☒ Statistics	
☐ Nodes	294743
☐ Elements	495912

Şekil 3.26. 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh özellikleri



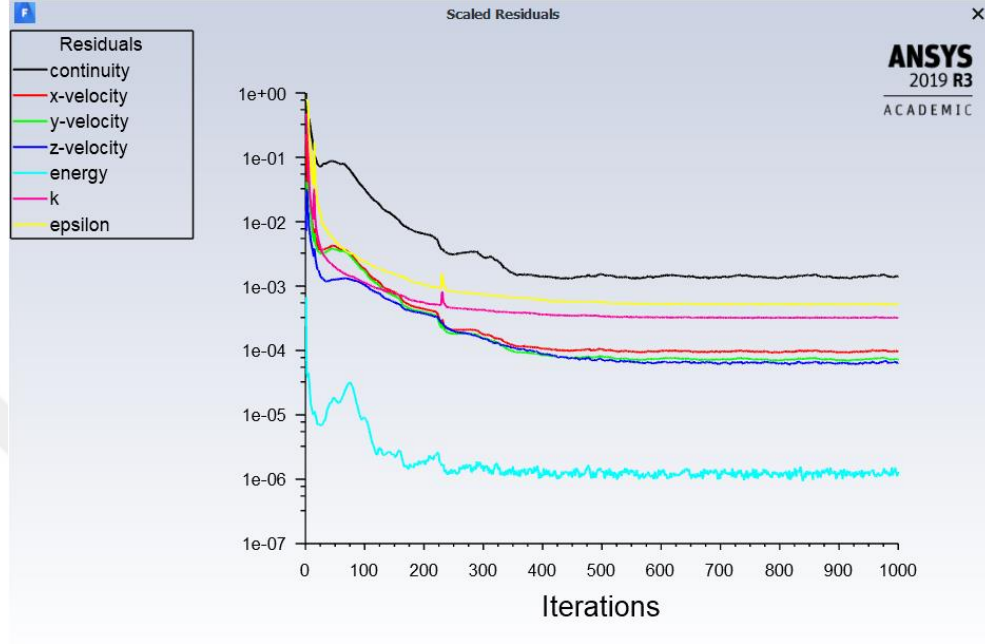
Şekil 3.27. 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh ön görünümü



Şekil 3.28. 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh üst görünümü

3.6.3.3. 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizi

Analizi yaparken sıcak akışkanın akışı türbülanslı olduğu için “k-epsilon” modeli seçilmiş ve soğuk akışkanın modeli laminar olarak değiştirilmiştir. İtresyon değeri en çabuk yakınsayacak değer olan süreklilik ile aynı olan 1000 seçilmiştir.



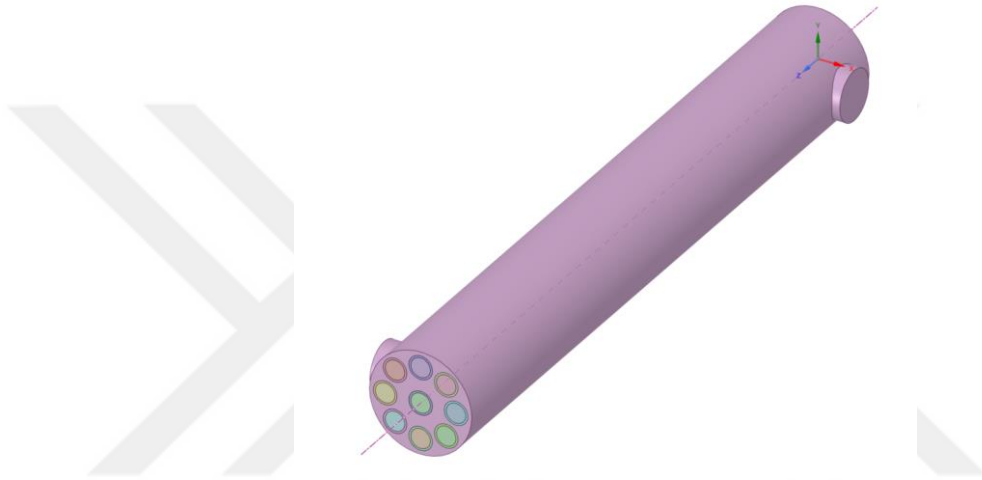
Şekil 3.29. 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizinde elde edilen iterasyon sonuçları

Grafik incelendiğinde, analiz sonucunda grafik incellenirken enerji denkleminin çözülmesinde yakınsama çok küçük değerler arasında salınım hareketi yaparken k, epsilon, süreklilik ve hız modelleri nerdeyse sabit bir eğri çizdikleri incelemiştir. Bu analiz sonucundan ısı değiştiriciden çıkan hava 53.88°C 'de su ise 7.55°C ' de çıkmıştır.

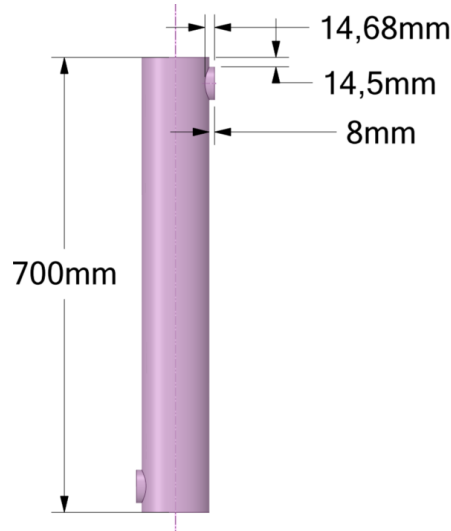
3.6.4. 9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizi

3.6.4.1. 9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici modeli

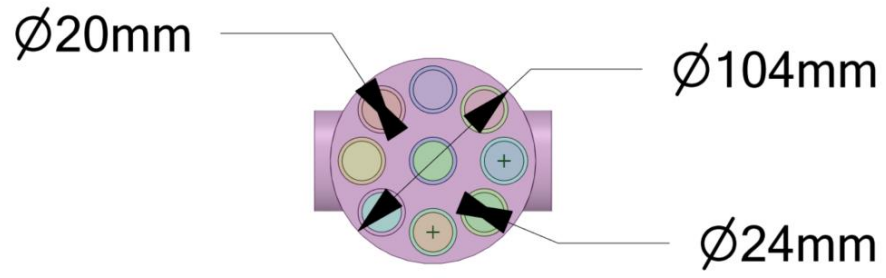
Isı değiştiricilerden biri soğutucu akışkanın geçtiği 9 adet borunun soğutulmak istenen havanın içinden ters akışlı geçirilmesi prensibine dayanarak oluşturulmuştur. Bu model hazırlanırken ANSYS programının kendi arayüzü olan DESIGN MODELLER arayüzü kullanılmıştır. Öncelikle çizimi yapılan silindirik borunun merkezinden 1 adet olmak üzere 9 boru geçirilip, bu boruların içi de modellenerek soğutucu akışkanın modellenmesi tamamlanmıştır. Sonrasında mesh işlemi için gereken temas yüzeylerinin tanımlanması için DESIGN MODELLER içerisinde ‘share topology’ işlemi uygulanmıştır.



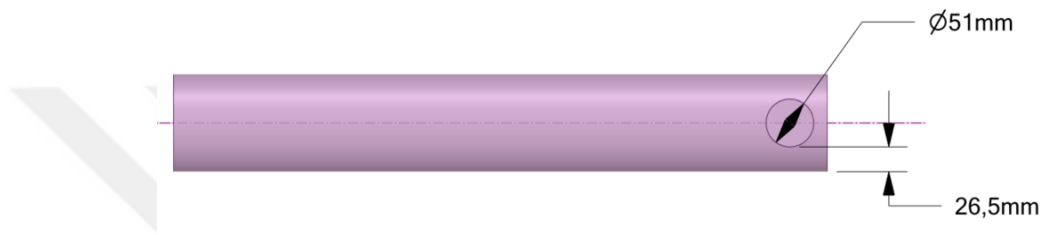
Şekil 3.30. 9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici modeli



Şekil 3.31. 9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici boyutları üst görünümü



Şekil 3.32. 9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değıştirici boyutları ön görünümü



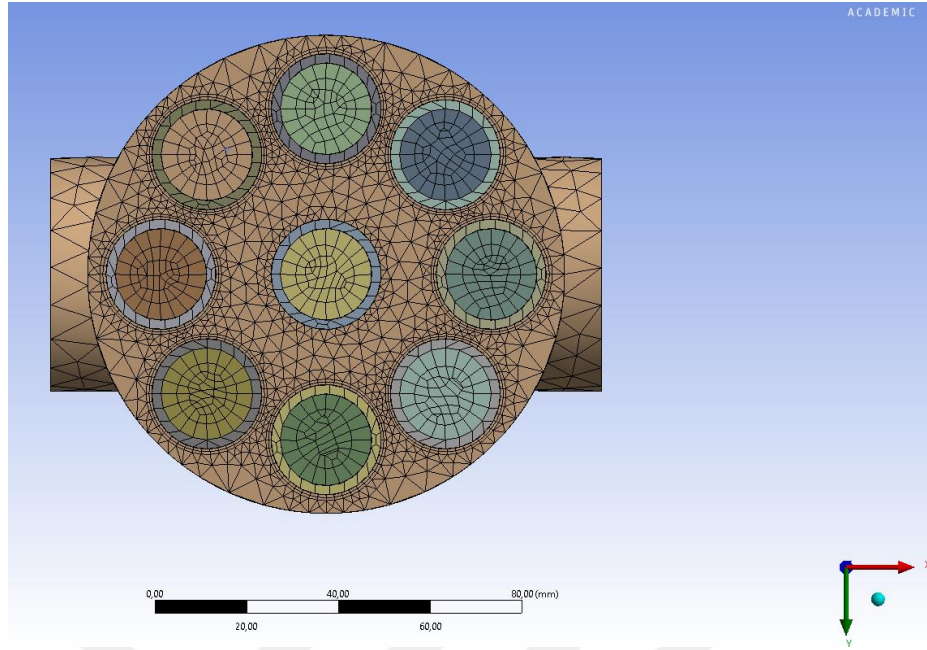
Şekil 3.33. 9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değıştirici boyutları yan görünümü

3.6.4.2. 9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh işlemi

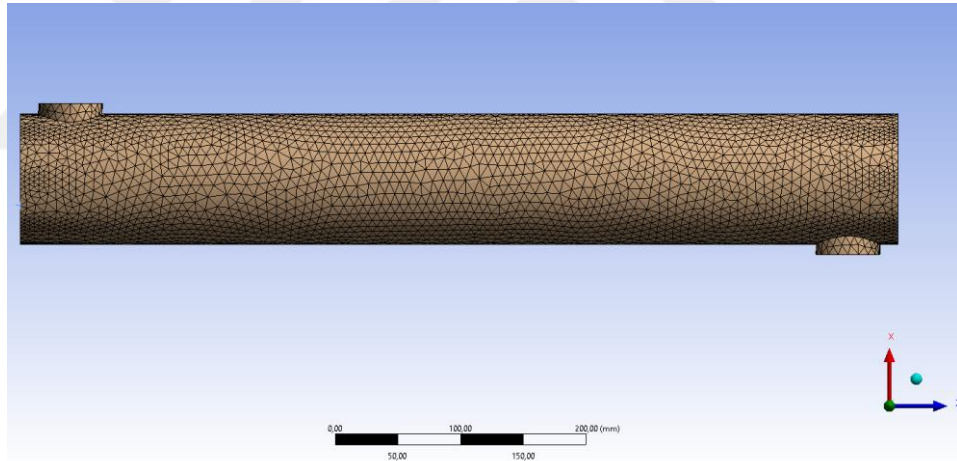
Mesh atılırken şekil 3.36’de de görüleceği gibi 5 ve 7 soğutuculu borulu ısı değiştiriciler ile benzer yöntemler uygulanmıştır.

☒	Display	
	Display Style	Use Geometry Setting
☒	Defaults	
	Physics Preference	CFD
	Solver Preference	Fluent
	Element Order	Linear
	☐ Element Size	Default (35,889 mm)
	Export Format	Standard
	Export Preview Surface Mesh	No
☒	Sizing	
	Use Adaptive Sizing	No
	☐ Growth Rate	1,85
	☐ Max Size	Default (71,779 mm)
	Mesh Defeaturing	Yes
	☐ Defeature Size	Default (0,17945 mm)
	Capture Curvature	Yes
	☐ Curvature Min Size	Default (0,35889 mm)
	☐ Curvature Normal Angle	Default (18,°)
	Capture Proximity	No
	Bounding Box Diagonal	717,79 mm
	Average Surface Area	25170 mm ²
	Minimum Edge Length	62,832 mm
☒	Quality	
	Check Mesh Quality	Yes, Errors
	☐ Target Skewness	Default (0.900000)
	Smoothing	Medium
	Mesh Metric	None
☒	Inflation	
	Use Automatic Inflation	None
	Inflation Option	Smooth Transition
	☐ Transition Ratio	0,272
	☐ Maximum Layers	5
	☐ Growth Rate	1,2
	Inflation Algorithm	Pre
	View Advanced Options	No
☒	Assembly Meshing	
	Method	None
☒	Advanced	
	Number of CPUs for Parallel Part Meshing	Program Controlled
	Straight Sided Elements	
	Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
	Triangle Surface Mesher	Program Controlled
	Topology Checking	Yes
	Pinch Tolerance	Default (0,323 mm)
	Generate Pinch on Refresh	No
☒	Statistics	
	☐ Nodes	340726
	☐ Elements	506381

Şekil 3.34. 9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici mesh özellikleri



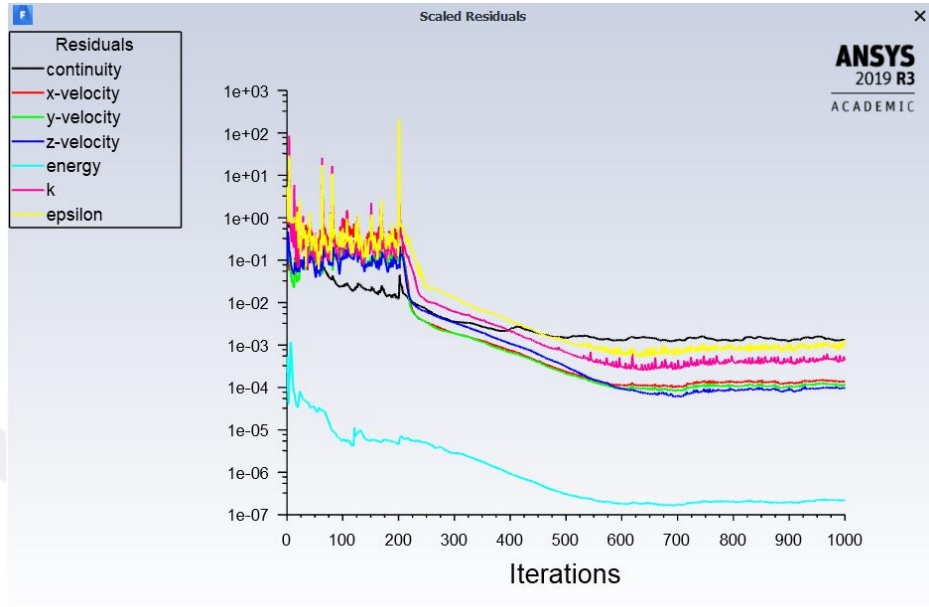
Şekil 3.35. 9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değıştirici mesh ön görünümü



Şekil 3.36. 7 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değıştirici mesh üst görünümü

3.6.4.3. 9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizi

Analizi yaparken sıcak akışkanın akışı türbülanslı olduğu için “k-epsilon” modeli seçilmiştir ve soğuk akışkanın modeli laminar olarak değiştirilmiştir. İtreyon değeri en çabuk yakınsayacak değer olan süreklilik ile aynı olan 1000 seçilmiştir.



Şekil 3.37. 9 Soğutucu borulu ters akışlı ısı değiştirici analizinde elde edilen iterasyon sonuçları

Grafik incelendiğinde, analiz sonucunda grafik incellenirken k ve epsilon denklemlerinin çok küçük değerler arasında salınım hareketi yaparken diğer modellerin nerdeyse sabit bir eğri çizdikleri incelemiştir. Bu analiz sonucundan ısı değiştiriciden çıkan hava 38.21 °C’de su ise 5.63 °C’ de çıkmıştır.

Boru sayısı arttıkça daha iyi bir soğutma elde edileceği açıktır. Sonsuz sayıda boru kullanmak belki ideal soğutmayı elde etmeyi sağlayacaktır. Ancak boru sayısını daha fazla arttırmak gerek konstrüktif açıdan, gerek akış açısından, gerekse maliyet açısından çalışmayı olumsuz etkileyeceği için boru sayısı 9’da bırakılmıştır.

3.7. Kompresör Tasarımı 2. Aşama

3.7.1. Subaplarda kullanılacak yayların seçilmesi

Piston Ü.Ö.N'den A.Ö.N.'ye doğru inerken emme subapı silindir içi alçalan basınç, yay ve serbest atmosfer basıncı etkisi altında açılır. Subap açıldığında denge denklemi yazıldığında :

$$P_{at}.S_{em} \geq P_1.S_{em} + f_y \quad (3.55)$$

$$f_y \leq S_{em}.(P_{at} - P_1) \quad (3.56)$$

$$\Delta P = P_{at} - P_1 \quad (3.57)$$

Uygulamada $\Delta p = 0.08 \text{ kp/cm}^2$ ve $d_e = 3.5 \text{ cm}$ alınmıştır (Yalçın 2011).

$$S_{em} = \pi.d_e^2/4 \quad (3.58)$$

Emme subabı yüzey alanı, $S_{em} = 9.61 \text{ cm}^2$ değeri olarak hesaplanmıştır.

Buradan, $f_y = 0.76 \text{ N}$ seçilmiştir ve emme subapının maksimum alçalma derinliği $\delta = 1.8 \text{ cm}$ olmasını istemiş olalım.

$$f_y = k.\delta \quad (3.59)$$

Denklem 3.59'dan $k = 419.3 \text{ N/m}$ yay katsayılı bir yay bağlanmalıdır.

Piston Ü.Ö.N.'ye yükselirken sıkıştırma periyodu sırasında basma subabı kapalı kalır. Sıkıştırılan gaz (hava) basıncı P_0 değerini bir miktar aşarken subap açılarak, bu basınç altında gaz (hava) soğutucu devreye basılmış olur (Yalçın 2011). Bu konuda subabla ilgili denge denklemini yazıldığında :

$$p_2'.S_b \geq p_0.S_b + f_{yb} \quad (3.60)$$

$$f_{yb} \leq S_b.(p_2' - p_0) \quad (3.61)$$

$$\Delta p = p_{at} - p_1 \quad (3.62)$$

Uygulamada $\Delta p = 0.12 \text{ kp/cm}^2$ değeri olarak alınmıştır (Yalçın 2011).

$$S_b = \pi.d_e^2/4 \quad (3.63)$$

$S_b = 20.42 \text{ cm}^2$ değeri olarak hesaplanmıştır.

Buradan, $f_y = 24.04 \text{ N}$ seçilmiştir ve basma subapının yükselip alçalma uzunluğu $\delta = 2 \text{ cm}$ olmasını istemiş olalım.

$$f_y = k.\delta \quad (3.64)$$

Denklem 3.64'den, $k=1202$ N/m yay katsayılı bir yay bağlanmalıdır.

3.7.2. Hareketli elemanların kinematığı

3.7.2.1. Açık basınç silindiri

$$H=2R \quad (3.65)$$

$$\varepsilon_0=R/L \quad (3.66)$$

$$\varepsilon_0=0.24 \text{ seçelim}$$

Buradan, $R=5.4$ cm:krank mili yarıçapı , $L=22.5$ cm :biyel uzunluğu olarak bulunmuştur.

3.7.2.2. Pistonun Boyutlandırılması

3.7.2.2.1. Alçak basınç pistonu

Piston malzemesini "alaşımli alüminyum" olarak kullanılmıştır. Silindir iç cidarı ile piston yan yüzeyi arasındaki boşluğu $c=0.02-0.03$ arasında seçilmiştir. Silindir iç çapı $D=12$ cm olarak hesaplanmıştı :

$$D_p = \frac{D[1+\alpha_s.(T_s-T_2)]-c}{1+\alpha_p.(T_b-T_2)} \quad (3.67)$$

Denklem 3.67'de, T_b : piston başı sıcaklığı ve α_s silindir malzemesi genişleme katsayısı olup $\alpha_s=24.10^{-6}$ olarak, α_p piston malzemesi (alaşımli alüminyum) genişleme katsayısı olup $\alpha_p=24.10^{-6}$ 'dır. $T_2= 38.21$ C⁰ (Analizler sonucu 9 soğutucu akışkanın geçtiği model seçilir).

$$T_3=T_s = T_2. \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \quad (3.68)$$

Denklem 3.68'den, $T_s=390.8$ K= 117.8 C⁰ olarak bulunmuştur. $c=0.03$ cm ile $D_p=11.97$ cm bulunmuştur. $L=0.9D$ olarak kabul edildiğinde $L=10.8$ cm piston yüksekliği olarak , $h_b=0.42D$ kabul edildiğinde $h_b=5$ cm olarak ve $b_e=0.42D$ kabul edildiğinde $b_e=5$ cm olarak kabul edilmiştir.

Biyel piston ile krank mili arasında hareket iletimi sağlayan eleman olup, perno denilen ince mile oynak geçme halinde bağlıdır. Perno x eksenli boyunca, pistonu sıkı geçme halinde bağlanır. Piston silindir büyesinde iniş-çıkış hareketleri sırasında atalet kuvvetleri ie gaz kuvvetlerinin etkisi altında kalır, değişken olan bu kuvvetlerle, perno üzerinde biyeli zorlamış olur. Bu yüzden perno değişken kuvvetlerin etkisi altında kalarak eğilmeye zorlanmış bulunur. Bu kuvvetlerin en büyük değeri yardımıyla pernonun kayma gerilmesine göre mukavemet kontrolü yapılmalıdır (Yalçın 2011).

Alçak basınç kademesinde pistonu etki eden en büyük efektif basınç kuvveti aşağıdaki işlem adımlarıyla hesaplanabilir.

$$S = \pi.D_p^2/4 \quad (3.69)$$

Denklem 3.69'dan piston kesit alanı, $S=112.5 \text{ cm}^2$ olarak bulunmuştur.

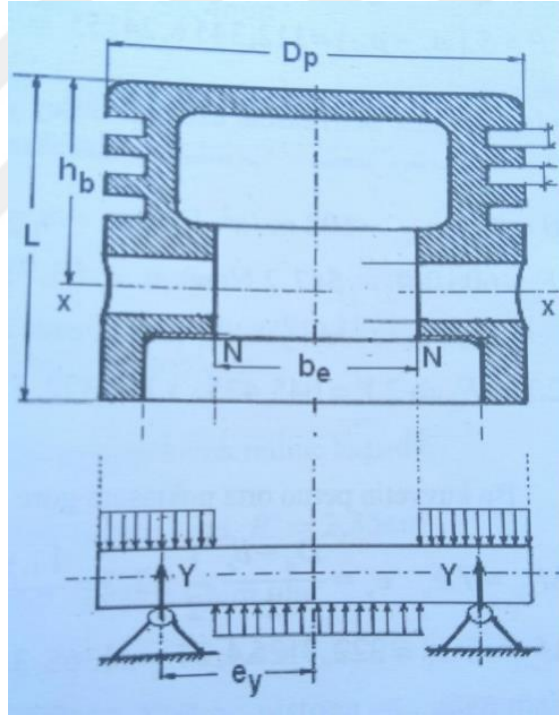
$$F_d = S.(P_0 - P_{at}) \quad (3.70)$$

$P = 305.4 \text{ kp}$ olup, piston simetri ekseninde düşey yönlü bir kuvvettir.

Piston atalet kuvvetlerinin de etkisi altındadır. Pistonun taşıdığı en büyük atalet kuvveti hesaplanabilir ve $\theta=0$: $\alpha_{\max}=608 \text{ m/s}^2$ ve $m_i=m_p+m_1=900 \text{ gram}$ olarak belirlenmiş olsun. $F_i=608.0,9=547.2 \text{ N}=55.78 \text{ kp}$:

$$F_0 = P - F_i \quad (3.71)$$

Buradan $F_0=249.6 \text{ kp}$ olarak bulunmuştur. Pernonun, pistondaki yataklarına etki eden reaksiyon kuvvetleri (Y, Y) olup



Şekil 3.38. Pernonun, pistondaki yataklarına etki eden reaksiyon kuvvetleri (Y, Y) şematik gösterimi

$$2Y = F_0 \quad (3.72)$$

Denklem 3.72'den, $Y=124.8 \text{ kp}$ bulunmuştur. Bu kuvvetin perno orta noktasına göre eğilme momentini yazıldığında :

$$M_e = Y.e_y \quad (3.73)$$

$$e_y = \left(\frac{Dp - be}{4} + 2,5 \right) \quad (3.74)$$

Buradan $e_y = 4.24$ cm olarak, $M_e = 529.5$ kp.cm olarak bulunur. $\sigma_e = 40000$ kp.cm olarak alındığında :

$$d_{perno} = \sqrt[3]{\frac{32.M_e}{\pi.\sigma_e}} \quad (3.75)$$

Denklem 3.75'den, $d_{perno} = 1.105$ cm = 11.05 mm olarak bulunmuştur.

3.7.2.2.2. Yüksek basınç pistonu

$$d_p = \frac{D.[1 + \alpha_s.(T_s - T_2)] - c}{1 + \alpha_p.(T_b - T_2)} \quad (3.76)$$

T_2 : Havanın yüksek basınç kademesine giriş sıcaklığıdır. Bu sıcaklık araya konulacak ısı değiştiricinin analizinden ve seçiminden sonra $T_2 = 38.21$ °C olarak bulunmuştur ve bu eşitlikte silindir malzemesinin genişleme katsayısı $\alpha_s = 24.10^{-6}$ ve piston malzemesinin genişleme katsayısı $\alpha_p = 24.10^{-6}$ 'dır. Silindirin iç çapı; D daha önce hesaplanmıştı.

$$T_3 = T_2 \cdot m^{\frac{(n-1)}{n}} \quad (3.77)$$

Silindir iç cidar sıcaklığı da 3.77 numaralı denklemden bulunarak denklem 3.76'da yerine konulduğunda piston çapı $D_p = 50$ mm olarak bulunmuştur.

Piston yüksekliği L için $\frac{L}{D_p} = 0.72 \div 0.99$ aralığında bir değer seçilip piston yüksekliği $L = 48.5$ mm olarak bulunmuştur.

Piston piminin (perno) merkezi ile piston başı arası uzaklık h_b için $\frac{h_b}{D_p} = 0.4 \div 0.55$ aralığından bir değer seçilerek $h_b = 26.5$ mm olarak bulunmuştur.

Perno çapını hesaplamak için eğilme momentinin bulunması gerekmektedir. Bu değeri bulmak için $p_{ef} = 60$ kp/cm² alınırsa :

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 p_{ef} \quad (3.78)$$

Denklem 3.78'den, $P = 1177.5$ kp olarak bulunmuştur.

Pistona etki eden atalet kuvvetini hesaplamak için pistonun toplam kütlesi ile biyelin üzerine indirgenen kütlesinin 600 gram olduğunu belirlemiş olalım.

$$\omega = \frac{\pi.n_0}{30} \quad (3.79)$$

Denklem 3.79'dan ikinci kademe aynı krank miline bağı olan açısal hız 104.67 rad/s olarak bulunmuştur.

$$\alpha = R^X \omega^2 (\cos\theta + \varepsilon_0^X \cos 2\theta) = \quad (3.80)$$

$$h = 2R^X \quad (3.81)$$

$\varepsilon_0^X = 2$ kabul edilirse, denklem 3.80 ve denklem 3.61 ile yapılan işlemler sonucu $R_X = 2.30$ cm olarak bulunmuştur (Yalçın 2011).

$$R^X = \varepsilon_0^X \cdot l^X \quad (3.82)$$

Denklem 3.61'den, $l^X = 11.50$ cm olarak bulunmuştur.

Böylece $a_{\max} = 30236.11$ cm/s² olarak bulunmuştur.

$$f_i = m \cdot a \quad (3.83)$$

Denklem 3.83'de yapılan işlem sonucunda $f_i = 122.09$ kp olarak bulunmuştur.

$$f_0 = P - f_i \quad (3.84)$$

Buradan pistonu etki eden maksimum atalet momenti $f_0 = 1055.41$ kp olarak bulunmuştur. Bunun perno merkezine göre oluşturacağı momenti hesaplanırsa:

$$M_e = Y \cdot e_y \quad (3.85)$$

$$e_y = \left(\frac{Dp - be}{4} + 2,5 \right) \quad (3.86)$$

3.85 ve 3.86 denklemlerinden, $e_y = 19.38$ mm olarak ve $M_e = 1022.43$ kp.cm olarak bulunmuştur. $\sigma_e = 40000$ kp.cm olarak alındığında :

Denklem 3.75'den, $d_{\text{perno}} = 1.37$ cm = 13.7 mm olarak bulunmuştur.

3.7.3. Biyelerin boyutlandırılması ve kütlelerinin indirgenmesi

3.7.3.1. Alçak basınç kademesi

Hafif olması için biyel, alaşımlı alüminyum malzemelerden imal edilir. Mukavemet hesaplarıyla boyutlandırılır. Biyel pistonun Ü.Ö.N. $\approx$ A.Ö.N. arası hareketi sırasında A perno merkezi etrafında dairesel salınım hareketi yapar, piston ile birlikte de iniş-çıkış hareketi yapmış olur. Bu iki bileşenli hareketi nedeniyle atalet kuvvet ve momentleri taşınır. Atalet kuvvetlerini ve momentlerini belirlemek üzere biyel kütlesi, devir sayısı gözönüne alınarak uygun noktalara taşınır (Yalçın 2011).

Genel olarak hareketli bir cismin kütlesini uygun noktalara indirgemek demek aynı hareket özelliklerine sahip, bir başka cismi belirlemek demektir. Devir sayısı pistonlu kompresörlerde çeşitli nedenlerle küçük tutulur. Böylece biyel kütlesi perno merkezi ile kranks muylu eksenine taşınır (Yalçın 2011).

$$m_1 + m_2 = m_b \quad (3.87)$$

$$m_1.a = m_2.b \quad (3.88)$$

Dinamik analizde bir kütleyi uygun noktalara indirgerken, bu sistem için yukarıdaki metodlar, 3.66 : kütlelerin eşitliği ve 3.67 : kütleler merkezine göre momentlerin eşitliği metodları uygulanır.

Biyel kütle simim $m_b=450$ gram olduğu düşünüldüğünde ve $n_0=1000$ dev/dk ve $a+b=L=22.5$ cm'dir. Buradan $a=15$ cm olarak kabul edildiğinde, denklem 3.66 ve denklem 3.67 eşitliklerinden $m_1=150$ gram ve $m_2=300$ gram olarak bulunmuştur.

3.7.3.2. Yüksek basınç kademesi

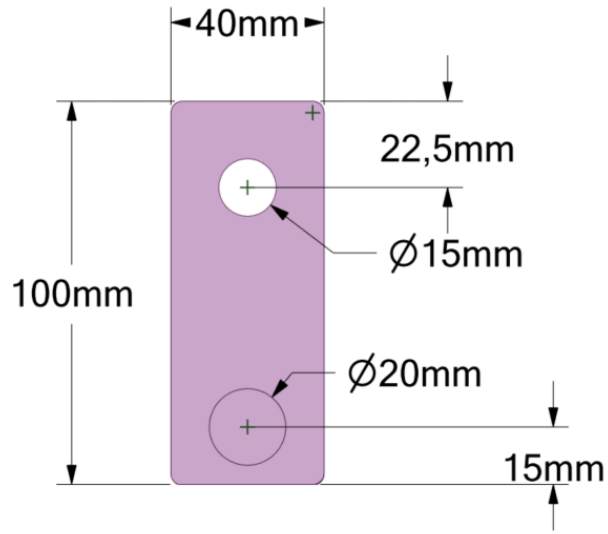
Biyel kütle simim $m_b=360$ gram olduğunu düşünüldüğünde ve buradan $a_0=10$ cm ve $b_0=5$ olarak kabul edildiğinde, denklem 3.66 ve denklem 3.67 eşitliklerinden $m_1=120$ gram ve $m_2=240$ gram olarak bulunmuştur.

Piston Ü.Ö.N.'da iken biyel çekmeye, A.Ö.N.'da iken basmaya zorlanır, biyel bu konumlarda etkili kuvvetler gözönüne alınarak boyutlandırılmıştır.

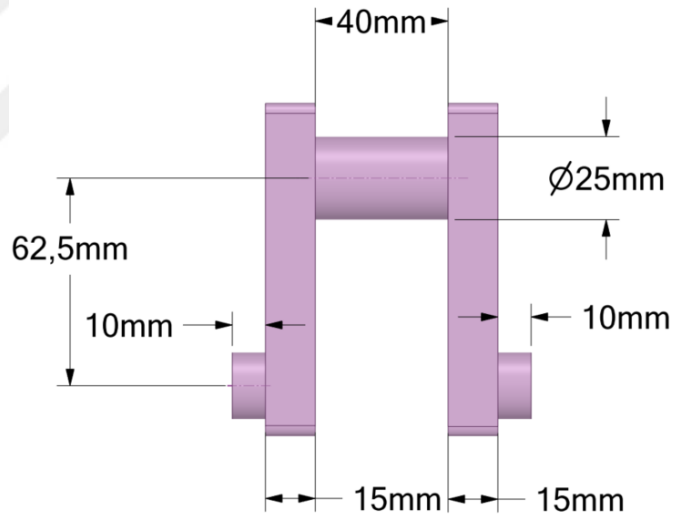
3.7.4. Krank milinin boyutlandırılması ve dinamik dengesi

3.7.4.1. Alçak basınç kademesi

Krank milini şekil 3.39. ve şekil 3.40. gibi boyutlandırılmıştır. Malzeme kaliteli çelik olup öz ağırlığı $\gamma=7.9$ gr.f/cm³'tür.



Şekil 3.39. Alçak basınç kademesi krank mili ön görünümü



Şekil 3.40. Alçak basınç kademesi krank mili yan görünümü

Krank milinin iki yanında yer alan kolların kütlesi için :

$$V=4.10.2,5 \quad (3.89)$$

$$m_b = V.R \quad (3.90)$$

Denklem 3.68’de ve 3.69’da yapılan işlemler sonucunda $m_b=625$ g olarak bulunmuştur.

Krank muylusu kütlesi için :

$$m_m = \frac{2,5.4.\pi}{4} . 6,52 \quad (3.91)$$

Denklem 3.70'den krank muylusu kütlesi $m_m=49$ g olarak bulunmuştur.

Krank milini oluşacak santrifüj kuvvete karşı dengelemek üzere mil eksenine R_0 uzaklıkta iki adet m_0 kütlesi bağlanmıştır. Bu kütleler için :

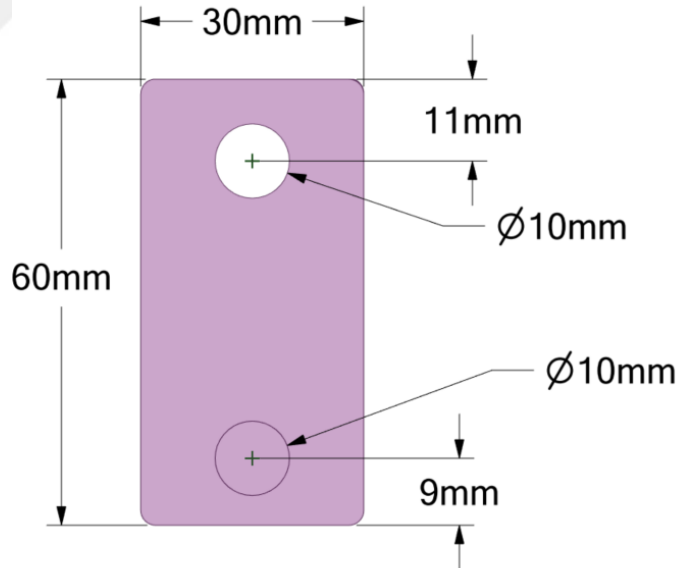
$$2.m_0.R_0.\omega^2 = (m_2 + m_m).R.\omega^2 + 2.m_d.R_d.\omega^2 \quad (3.92)$$

$$2.m_0.R_0. = (m_2 + m_m).R. + 2.m_d.R_d. \quad (3.93)$$

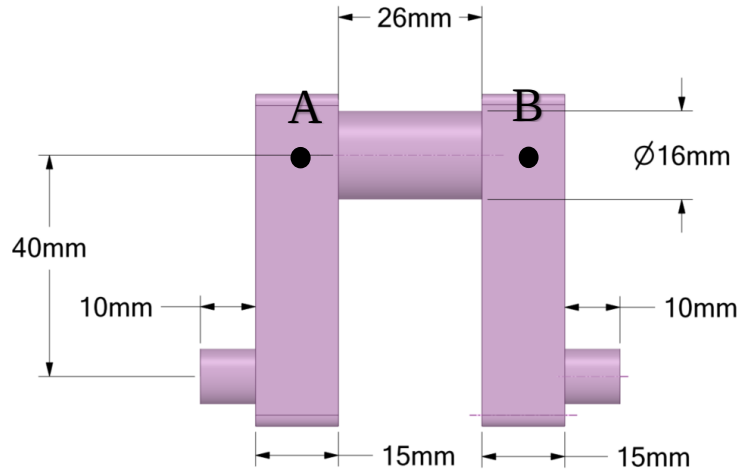
$R_0=25$ mm olarak seçildiğinde ve 3.71 ve 3.72 denklemlerindeki işlemler gerçekleştirildiğinde $m_0=4,324$ kg olarak bulunmuştur.

3.7.4.2. Yüksek basınç kademesi

Yüksek basınç kademesi : krank muylusu çapını piston Ü.Ö.N.'da iken, pistonu etki eden basınç ve dinamik kuvvetleri ele alarak belirlenebilir .Genel olarak muylu üzerinde milin geçtiği noktalar(AB = 41 mm uzunluğu şekil 3.42'de gösterilmiştir) birer mesnet görevi yapar.Daha önceki bölümlerde pistonu etki eden kuvvet $f_0=1055.41$ kp olarak bulunmuştu ve bu kuvvetin yarısının muylu merkezine göre eğilme momenti için :



Şekil 3.41. Yüksek basınç kademesi krank mili ön görünümü



Şekil 3.42. Yüksek basınç kademesi krank mili yan görünümü

$$M_e = \frac{f_0}{2} \cdot \frac{AB}{2} \quad (3.94)$$

Denklem 3.73 ve elimizdeki verilerden eğilme momenti, $M_e = 1081.76 \text{ kp.cm}$ olarak bulunmuştur.

Muylu yarı çapını bulmak için, ($\sigma_e = 750 \text{ kp/cm}^2$ ve I : muylu kesiti atalet momenti)

$$\sigma_e = \frac{M_e}{I} \cdot r_m \quad (3.95)$$

$$I = \frac{\pi \cdot r_m^4}{2} \quad (3.96)$$

3.74 ve 3.75 denklemlerindeki işlemler yapıldığında muylu yarıçapı, $r_m = 0.97 \text{ cm}$, 9.7 mm ve $2 \cdot r_m = 19.4 \text{ mm}$ olarak bulunmuştur.

Krank milini dengelemek üzere kullanılacak kütleler için :

$$2 \cdot m_0 \cdot R_0 \cdot \omega^2 = (m_2 + m_m) \cdot R \cdot \omega^2 + 2 \cdot m_d \cdot R_d \cdot \omega^2 \quad (3.97)$$

$$2 \cdot m_0 \cdot R_0 = (m_2 + m_m) \cdot R + 2 \cdot m_d \cdot R_d \quad (3.98)$$

$$m_m = \frac{1,6^2 \cdot 2,6 \cdot 4 \cdot \pi}{4} \quad (3.99)$$

3.76, 3.77 ve 3.78 denklemlerinden $m_m = 20.91 \text{ g}$, $m_d = 108 \text{ g}$ ve $m_0 \cdot R_0 = 2167.2$ değeri olarak bulunmuştur.. $R_0 = 26 \text{ mm}$ seçildiğinde $m_0 = 830 \text{ g}$ olarak bulunmuştur.

Kompresör tasarımı için gereken tüm bu işlemler MATLAB-SIMULINK programında simule edilip bulunmuştur. Bu işlemlerin simulink programına işlenmesi ile veriler değişse bile saniyeler içerisinde yeni bir kompresör tasarımı yapabilmek mümkün hale getirilmiştir.



4. BULGULAR VE TARTIŞMA

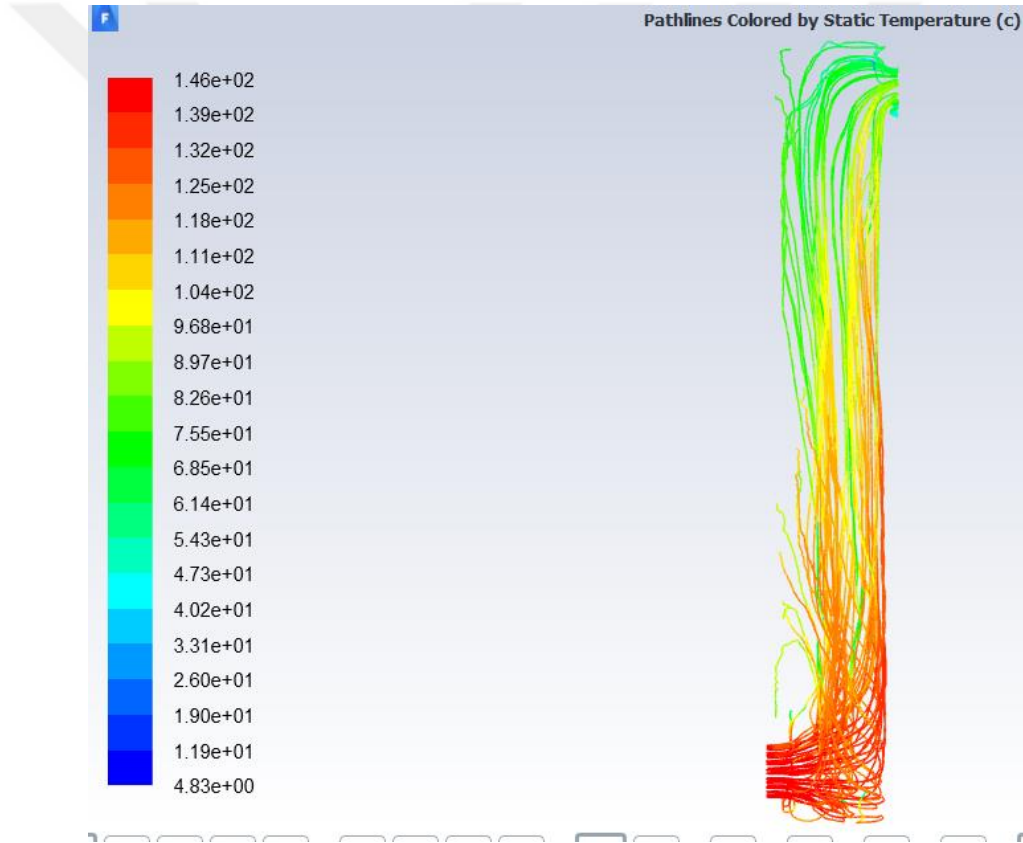
4.1. Isı Değiştirici Seçimi

Tasarımı yapılmış olan çift kademeli pistonlu hava kompresörünün kademe arasında soğutma yapılması için üç farklı ara soğutucu tasarımları yapılmıştır.

Bu tasarlanan üç farklı tip ara soğutucunun ANSYS-FLUENT kullanılarak akış-ısı analizleri yapılmıştır. Bu analizler yapılırken hava ısı değiştiriciye türbülanslı akış şeklinde girdiği için FLUENT programının bize sunduğu RNG k-epsilon metodu uygulanmıştır.

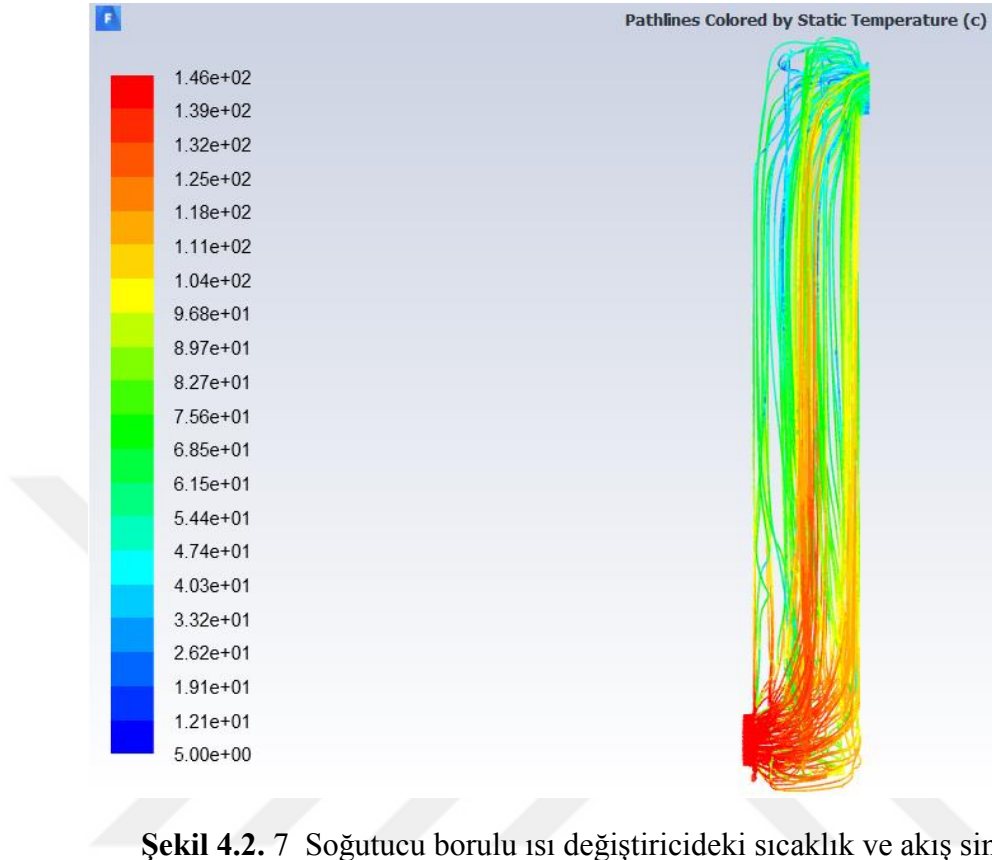
Bu analizlerin sonuçları teker teker incelendiğinde :

Şekil 4.1’de görüldüğü üzere 5 soğutucu borulu ara soğutucuda sıcak hava 71°C değeri civarında ısı değiştiriciyi terk etmiştir.



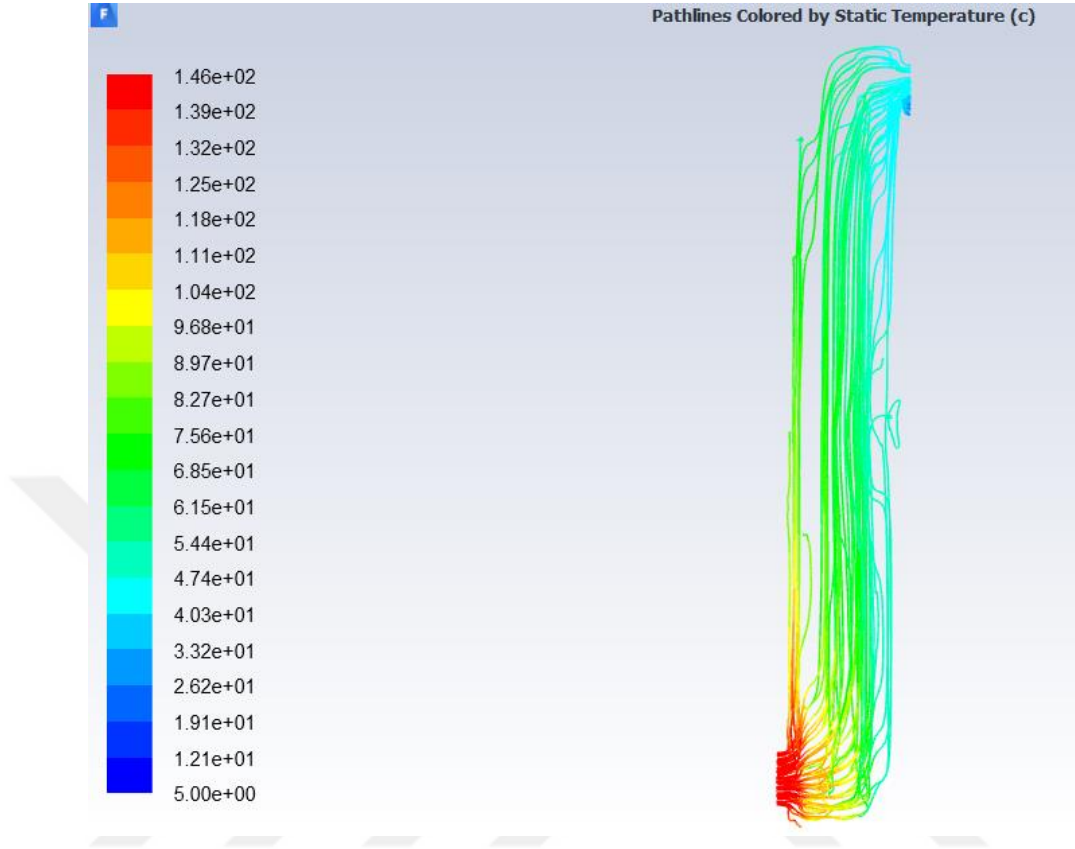
Şekil 4.1. 5 Soğutucu borulu ısı değiştiricideki sıcaklık ve akış simülasyonu

Şekil 4.2’de görüldüğü üzere 7 soğutucu borulu ara soğutucuda sıcak hava 45°C değeri civarında ısı değiştiriciyi terk etmiştir.



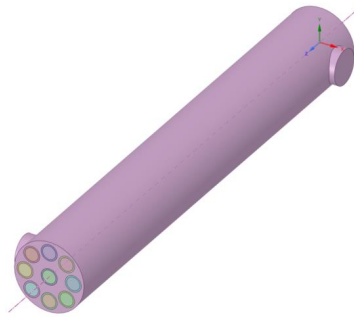
Şekil 4.2. 7 Soğutucu borulu ısı değiştiricideki sıcaklık ve akış simülasyonu

Şekil 4.3’de görüldüğü üzere 9 soğutucu borulu ara soğutucuda sıcak hava 38°C değeri civarında ısı değiştiriciyi terk etmiştir.



Şekil 4.3. 9 Soğutucu borulu ısı değiştiricideki sıcaklık ve akış simülasyonu

Yapılan karşılaştırmalar sonucu, çıkış sıcaklığını $T_2=38.21^{\circ}\text{C}$ ’ye kadar indiren ara soğutucu seçilmiştir. Bu ara soğutucu sıcak akışkanın içinden geçen 9 boru içerisinde sıcak havanın ters yönünde soğuk su geçirilmesi metoduyla çalışmaktadır.



Şekil 4.4. Seçilen ısı değiştirici

4.2. Çift Kademeli Pistonlu Hava Kompresörün Boyutlandırma Sonuçları

Öncelikli olarak atmosfer havası yoğunluğu denklem 3.19'dan $\rho_{at} = 1.175 \text{ kg/m}^3$ olarak bulunmuştur.

Girişteki kütleli debi değeri denklem 3.20'den $q_m = 0.03437 \text{ kg/s}$ elde edilmiştir.

Çalışma süresi içerisinde kompresörün depoya basacağı hava kütlesi denklem 3.23'den $\Delta m = 8.81 \text{ kg}$ bulunmuştur.

Daha sonra kompresörün her çalışma süresinde depoya basacağı hava debisi denklem 3.26'dan, $\bar{q}_m = 0.04237 \text{ kg/s}$ elde edilmiştir. Denklem 3.27'den ise kompresörün hacimsel debisi $\bar{Q}_{at} = 0.02926 \text{ kg/s}$ olarak bulunmuştur.

Denklem 3.31'den $\bar{\eta}_v = 0,81$ olarak elde edilmiştir.

Denklem 3.38'den silindirin strok hacmi $V_s = 270 \text{ cm}^3$ sonucu elde edilmiştir.

$H/D = 0.9$ kabul edilerek denklem 3.39'dan alçak basınç kademesi için silindir çapı $D = 12 \text{ cm}$, strok uzunluğu $H = 10.8 \text{ cm}$, krank yarı çapı $R = 5.4 \text{ cm}$ 'dir. Yüksek basınç kademesi için $H/D = 0.92$ kabul edilerek denklem 3.39'dan silindir çapı $d = 5 \text{ cm}$, strok uzunluğu $h = 10.8 \text{ cm}$, krank yarı çapı $r = 5.4 \text{ cm}$ bulunmuştur.

4.2.1. Motor Gücü

Bir devir için gerekli olan enerji denklem 3.45'den $\Delta W_{in} = -290.8 \text{ J/çevrim}$ olarak bulunmuştur. Denklem 3.46'dan indike güç $NI_{in} = 6.057 \text{ kW}$, denklem 3.47'den efektif güç ise $NI_{ef} = 4.846 \text{ kW}$ olarak bulunmuştur.

4.2.2. Subabların Boyutlandırılması

4.2.2.1. Emme Supabı

Emme supabı çapı $d_e = 3.5 \text{ cm}$ olarak alınmıştır. Denklem 3.51'den de ortalama akım hızı $u_{ort} = 15.21 \text{ m/s}$ elde edilmiştir.

4.2.2.2. Basma Supabı

Burada basma supabı üzerinden geçen gazın ortalama hızı $u_b = 20 \text{ m/s}$ kabulü yapılmıştı, denklem 3.52'den basma supabı çapı $d_b = 5.2 \text{ cm}$ bulunmuştur.

4.2.3. Subablarda Kullanılacak Yayların Seçimi

4.2.3.1. Emme Supabı İçin Kullanılacak Yay Seçimi

Emme supabının alanı denklem 3.58'den $S_{em} = 9.61 \text{ cm}^2$ bulunmuştur. Emme supabının yay kuvveti $f_{ye} = 0.76 \text{ N}$ olarak kabul edilmiştir ve bu değeri denklem 3.59'da işleme soktuğumuzda, yay katsayısı $k_{em} = 419.3 \text{ N/m}$ olacak bir yay kullanılmalıdır.

4.2.3.2. Basma Supabı İçin Kullanılacak Yay Seçimi

Basma supabının alanı denklem 3.63'den $S_{em} = 20,42 \text{ cm}^2$ bulunmuştur. Emme supabının yay kuvveti $f_{ye} = 24.04 \text{ N}$ olarak kabul edilmiştir ve bu değeri denklem 3.64'de işleme sokulduğunda, yay katsayısı $k_{em} = 1202 \text{ N/m}$ olacak bir yay kullanılmalıdır.

4.2.4. Hareketli Elemanların Kinematığı

4.2.4.1. Silindir

Eksantrik oran denklem 3.66'dan $\varepsilon_0 = 0.24$ seçilerek biyel uzunluğu $L = 22.5 \text{ cm}$ bulunmuştur. Denklem 3,39'dan $D=12 \text{ cm}$ bulunmuştur.

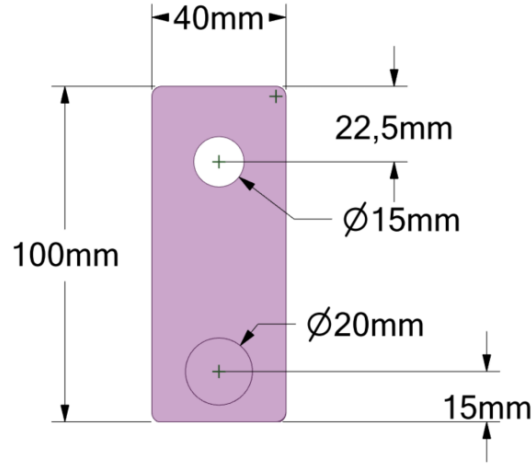
4.2.4.2. Pistonun Boyutlandırılması

Alçak basınç pistonu için, silindirin iç cidar sıcaklığı denklem 3.68'den $T_s = 390.8 \text{ }^\circ\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. Buradan veriler denklem 3.67'de yerine yazıldığında piston çapı $D_p = 11.97 \text{ cm}$ bulunmuştur. $L/D=0.9$ değeri için piston yüksekliği $L = 10.8 \text{ cm}$, $h_b/D = 0.42$ için piston piminin (perno) merkezi ile piston başı arası uzaklık $h_b = 5 \text{ cm}$, $b_e/D = 0.42$ için piston pimine biyelin bağlandığı kısımdaki genişlik $b_e = 5 \text{ cm}$ bulunmuştur.

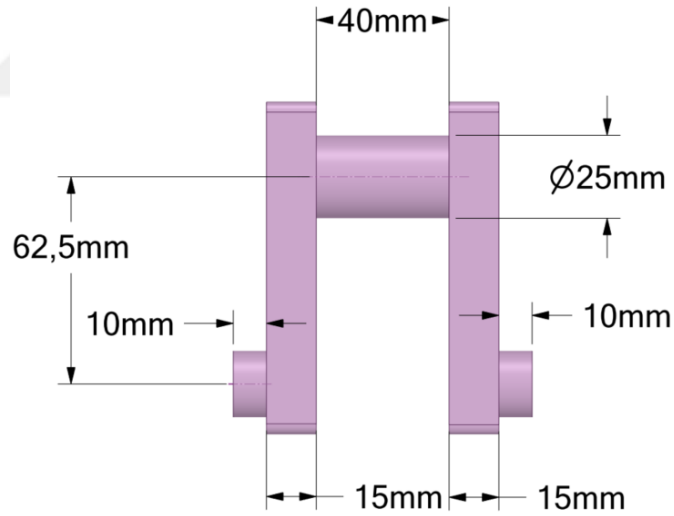
Alçak basınç pistonu için, silindirin iç cidar sıcaklığı denklem 3.77'de kompresöre giriş sıcaklığı seçilen ısı değiştiricinin analizinden $T_2 = 38.21 \text{ }^\circ\text{C}$ alınıp yerine yazılmıştır. Buradan veriler denklem 3.76'da yerine yazıldığında piston çapı $d_p = 50 \text{ mm}$ bulunmuştur. $l/d_p=0.75$ değeri için piston yüksekliği $l = 48.5 \text{ mm}$, $h_b/D = 0.45$ için piston piminin (perno) merkezi ile piston başı arası uzaklık $h_b = 26.5 \text{ mm}$ olarak bulunmuştur.

4.2.5. Krank millerinin boyutlandırılması

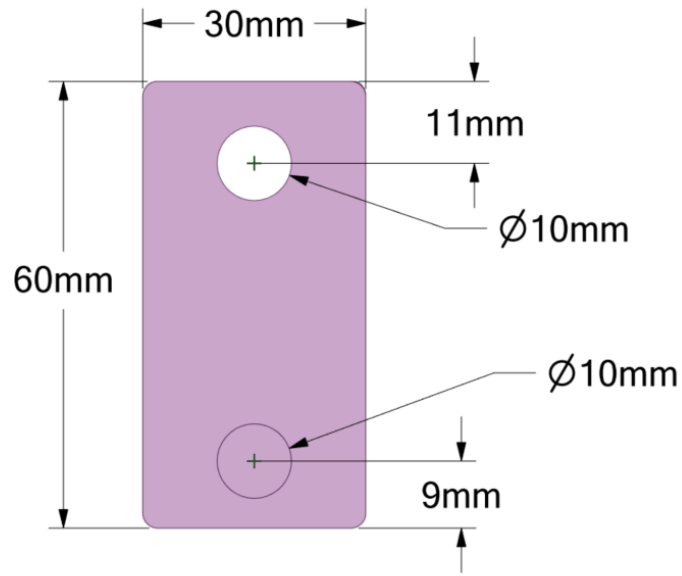
Krank milleri aşağıdaki şekilde boyutlandırılmışlardır.



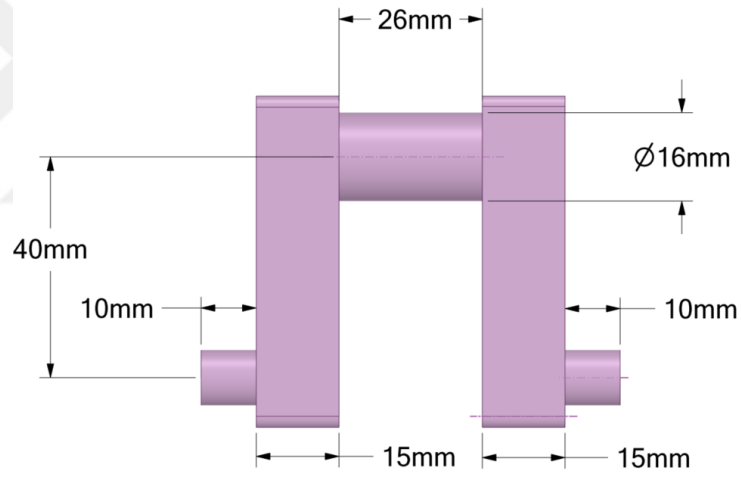
Şekil 4.5. Alçak basınç kademesi krank mili boyutları



Şekil 4.6. Alçak basınç kademesi krank mili boyutları



Şekil 4.7. Yüksek basınç kademesi krank mili boyutları



Şekil 4.8. Yüksek basınç kademesi krank mili boyutları

5. SONUÇLAR

Giriş bölümünde de belirtildiği gibi ülkemiz gibi endüstriyel olarak kalkınmakta olan ülkeler için enerji ihtiyacı yüksek bir ivmeyle artmaktadır. Bu durum hem yeni enerji kaynakları bulma hem de üretilen enerjiyi en yüksek verimde üretme ve depolama konularının da önem kazanmasına yol açmıştır.

Bu çalışmada MATLAB-SIMULINK programında nerede kullanılacağına bağlı çift kademeli pistonlu bir hava kompresörünün giriş verilerinin seçilmesi ile baştan tasarlanacak ya da boyutlandırılacak bu çift kademeli pistonlu hava kompresörünün tüm matematiksel işlemlerini gerçekleştiren bir simülasyon hazırlanmıştır. Böylece endüstriyel alanda kullanılmak istenen ya da istenebilecek bir çift kademeli pistonlu hava kompresörünün tasarımı ya da boyutlandırması için mühendislerimiz tarafından harcanak efor minimum seviyeye düşürülmüş ve bu boyutlandırmayı yapmak çok kolaylaştırmıştır.

Kademeli pistonlu kompresörde kullanılan akışkanın basıncı yükseldiği için sıcaklığıda yükselir. Bu yükselen sıcaklık kullanılan yağın sıcaklığında yükseltir. Sistem içindeki bu sıcaklık uzaklaştırılmazsa diğer kademelere daha yüksek basınca basılacak olan akışkan daha da yüksek sıcaklıklara ulaşacağı için patlamalara sebep olabilir. Bu durumun önüne geçilmek için kademeli pistonlu kompresörlerde kademeler arasına ısı değiştiriciler konur. Böylece yüksek basınç kademesine geçen havanın sıcaklığı düşürülürken basıncı değişmemiş olur. Bu çalışmada da tasarlanan çift kademeli pistonlu hava kompresörünün iki kademesi arasına üç farklı tip ısı değiştirici ANSYS programında tasarlanmış ve modellenmiştir. Bu ısı değiştiricilerin ANSYS'in FLUENT arayüzünde ısı analizleri yapılmış ve kompresörde kullanılan havayı en düşük sıcaklığa (38,21⁰ C) düşüren ısı değiştirici seçilmiştir.

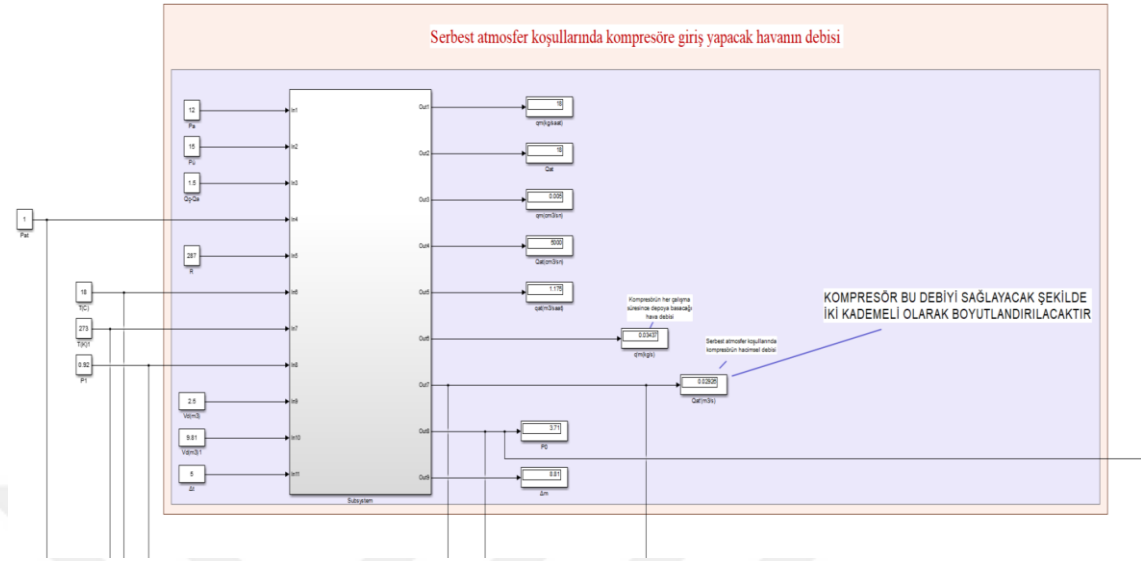
Isı değiştiricilerin analizleri yapılırken ANSYS programının öğrenci sürümü kullanılmıştır. Öğrenci sürümü mesh atımı için kısıtlamalar getirdiğinden ötürü karmaşık ısı değiştirici modelleri oluşturulamamıştır ve daha karmaşık ısı değiştiriciler modellenip ikinci kademeye giren havanın sıcaklığı daha da düşürülebilir. Böylece daha yüksek verimle çalışan bir çift kademeli pistonlu hava kompresörü tasarlanabilir.

6. KAYNAKLAR

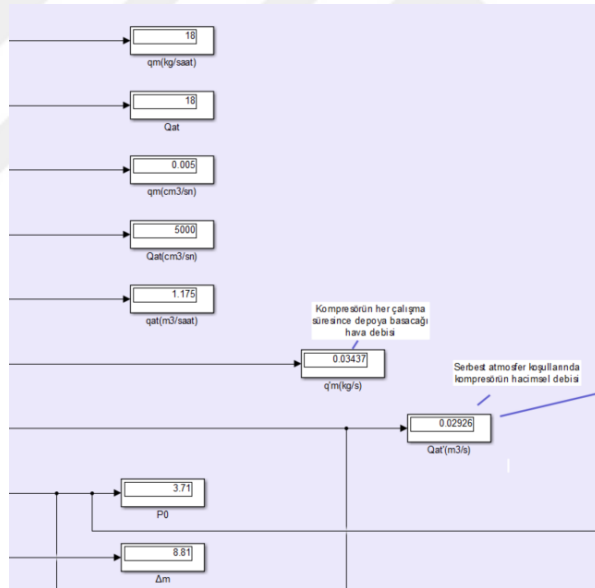
- Akgül, M.A. 2011. Dört kademeli pistonlu tip bir CO₂ kompresör sisteminde enerji ve ekserji analizi. Yüksek lisans tezi, Harran Üniversitesi, Şanlıurfa, 95 s.
- Alperen, M.A. 2019. Gövde borulu ısı değiştiricisi tasarımı. Yüksek lisans tezi, Karabük Üniversitesi, Karabük, 177 s.
- Anonim 1: <http://www.enerjipotali.com> [Son erişim tarihi: 30.10.2018].
- Anonim 2: https://tr.wikipedia.org/wiki/Biyel_kolu [Son erişim tarihi: 14.03.2020].
- Apaçoğlu, B. 2010. Silindir üzerindeki laminar ve türbülanslı akışın kontrolsüz ve kontrollü had analizleri. Yüksek lisans tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Ankara, 105 s.
- Barışsever, M.M. ve Akay, F. 2017. Pistonlu kompresör tasarımı. Lisans tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 49 s.
- Cho, J.R. and Moon, S.J. 2005. A numerical analysis of the interaction between the piston oil film and the component deformation in a reciprocating compressor. In: Fillon, M. and Liang, H. and Liu, W.M. Tribology International, pp. 459-468
- Cyklis, P. 1994. International Compressor Engineering Conference, ss. 427-432, Purdue University, Indiana, United States of America.
- Çakmak, Ç. 2017. Pistonlu ve scroll tipi kompresörlerin soğutma performansının karşılaştırmalı enerji ve ekserji analizi. Yüksek lisans tezi, Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi, Bilecik, 104 s.
- Düz, H. 2013. Giriş ve tam gelişmiş akış bölgesinde laminar-türbülans geçiş özelliklerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi. Doktora tezi, Fırat Üniversitesi, Elazığ, 240 s.
- Eryılmaz, İ. 2013. Eksenel kompresör aerodinamik tasarımı . Yüksek lisans tezi, Anadolu Üniversitesi, Eskişehir, 110 s.
- Gerek, M. 2015. Elektrik kabloları etrafındaki sıcaklık dağılımının analizi. Lisans tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 61 s.
- Güney, E. 2008. Kompresörlerin ara soğutucularındaki boru diziliş şeklinin akışa etkisi ve optimizasyonu. Yüksek lisans tezi, Mustafa Kemal Üniversitesi, Hatay, 97 s.
- Hafizoğlu, M.A. 2015. kompresör titreşimlerinin analizi ve modellenmesi. Yüksek lisans tezi, Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas, 76 s.
- Husn, Y.A.M. 2017. Designing an air reciprocating compressor with capacity 1000lit/min at 6 bars . M. Sc. Thesis, Karabük Üniversitesi, Karabük, 97 p.
- Kaçar, E.N. ve Erbay, L.B. 2013. Isı değiştiricilerin tasarımına bir bakış. Mühendis ve makine 644 (54): 15-43.
- Karaman, R. 2016. Kombine organik rankine ve kompresörlü soğutma çevriminin termodinamik analizi. Yüksek lisans tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta, 87 s.

- Karataş, M.A. 2012. Basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliği: bir çelik fabrikasının basınçlı hava denetleme çalışması . Tesisat mühendisliği, 88 (1): 19-26.
- Karataş, T. 2019. Gövde - boru tipi ısı değiştiricilerinde had uygulaması ile akış ve ısı analiz. Yüksek lisans tezi, İnönü Üniversitesi, Malatya, 100 s.
- Kurtuluş, T. 2007. Hermetik pistonlu kompresörlerde pistonun ikincil hareketinin incelenmesi. Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 52 s.
- Mehel, Y.S. 2017. Jet motorlarında eksenel kompresör tasarımı. Yüksek lisans tezi, Gebze Teknik Üniversitesi, Kocaeli, 81 s.
- Nikolaidisa, C. and Probertb, D. 1977. Exergy-method analysis of a two-stage vapour-compression refrigeration- plants performance, Applied Energy, 60 (4): 241-256.
- Özcan, F. 2013. Sıvı pistonlu bir kompresörün dinamik modellenmesi ve tasarımı. Yüksek lisans tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 94 s.
- Özcan, O.A. 2004. Uçak kanatlarının CFD analizi. Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 60 s.
- Ploch, H.P. 2006. A practical guide to compressor technology. John Wiley & Sons, inc. publication: 2nd edition, New Jersey, 574 p.
- Stošić, N. and Hanjalić, K. 1998. Contribution towards modelling of two-stage reciprocating compressors. International journal of mechanical sciences, 19 (8): 439-445.
- Şahin, Ö. 2018. Difüzyonlu absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde termal kompresördeki ısı değiştiricisinin sayısal analizi. Doktora tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara, 163 s.
- Üstün, B.U. 2011. Dynamic analysis of non lubricated, multi stage piston air compressors. M. Sc. Thesis, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, 136 s.
- Variyenli, H.İ. 2008. Isı enerjisi kullanarak soğutucu akışkanların sıkıştırılmasını sağlayacak bir kompresörün tasarımı, imalatı ve test edilmesi. Doktora tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara, 126 s.
- Yağcı, A. 2011. Değişken kapasiteli bir kompresörde minimum 1200 rpm’de sorunsuz çalışabilen kompresör krank mili tasarımının gerçekleştirilmesi. Yüksek lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 81 s.
- Yalçın, K. 2011. Kompresörler. TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayınları: MMO/560, Kaynak Kitap, Ankara, 308 s.

7. EKLER



Ek 7.1. Simulink’de serbest atmosfer koşullarında kompresöre girecek havanın debisi



Ek 7.2. Simulink’de serbest atmosfer koşullarında kompresöre girecek havanın debisi sonuçları

P-V DİYAGRAMI

Strock hacimlerinin belirlenmesi

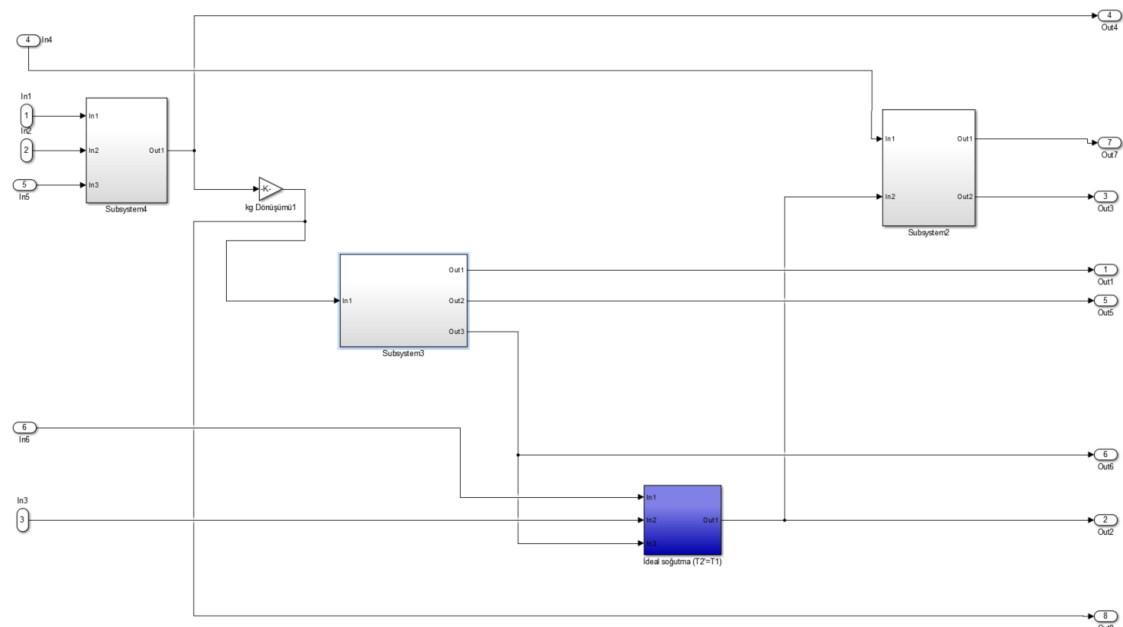


Ek 7.3. Simulink’de P-V diyagramı ve strock hacimlerinin belirlenmesi

SİLİNDİR VE STROCK HACİMLERİ



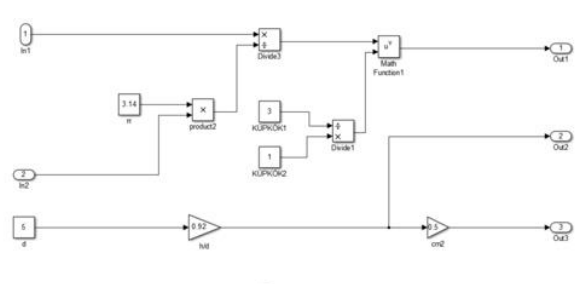
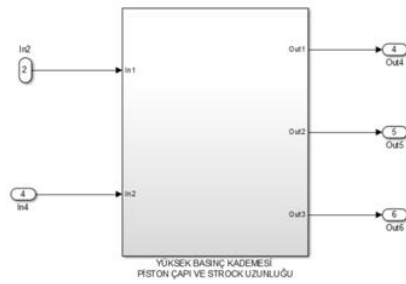
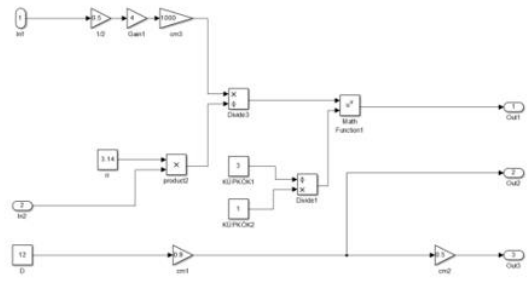
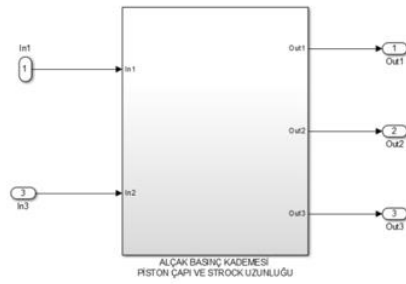
Ek 7.4. Simulink’de silindir ve strock hacimlerinin belirlenmesi



Ek 7.5. Simulink’de silindir ve strock hacimlerinin belirlenmesi şema içi görünümü

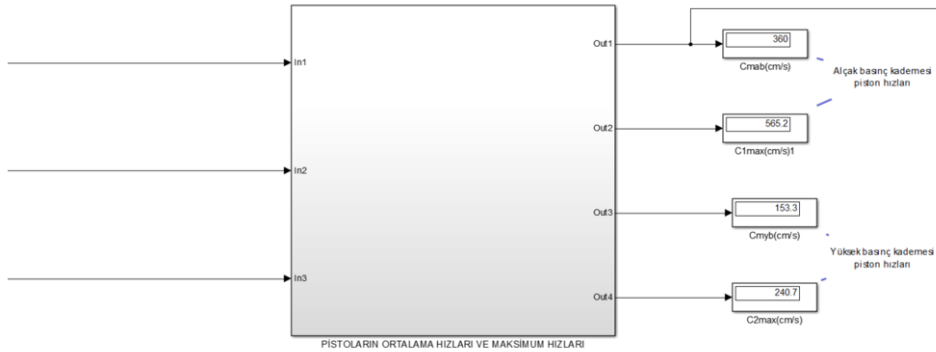


Ek 7.6. Simulink’de silindir ve strock hacimlerinin belirlenmesi



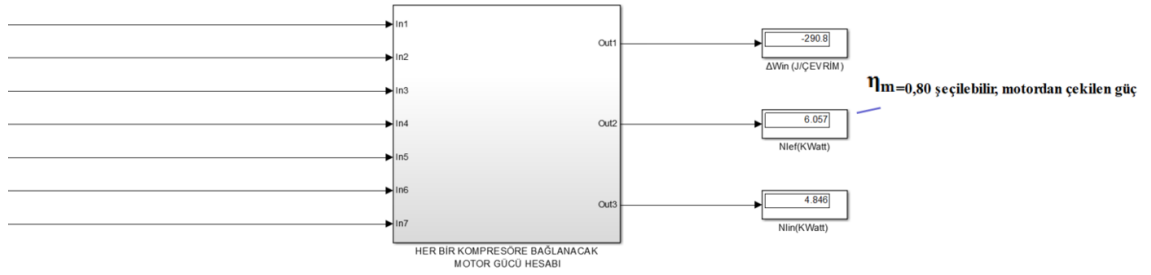
Ek 7.7. Simulink’de silindir ve strock hacimlerinin belirlenmesi şema içi görünümü

PİSTOLARIN ORTALAMA HIZLARI VE MAKSİMUM HIZLARI



Ek 7.8. Simulink’de pistonların ortalama hızları ve maksimum hızları

HER BİR KOMPRESÖRE BAĞLANACAK MOTOR GÜCÜ HESABI



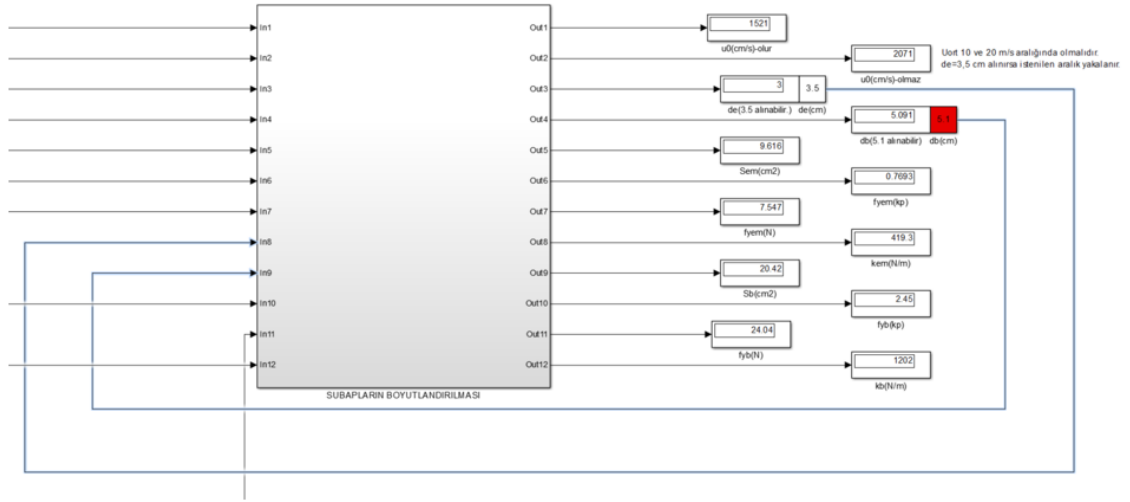
Ek 7.9. Simulink’de bir kompresöre bağlanacak motor gücü hesabı

KOMPRESÖR KAPASİTESİ

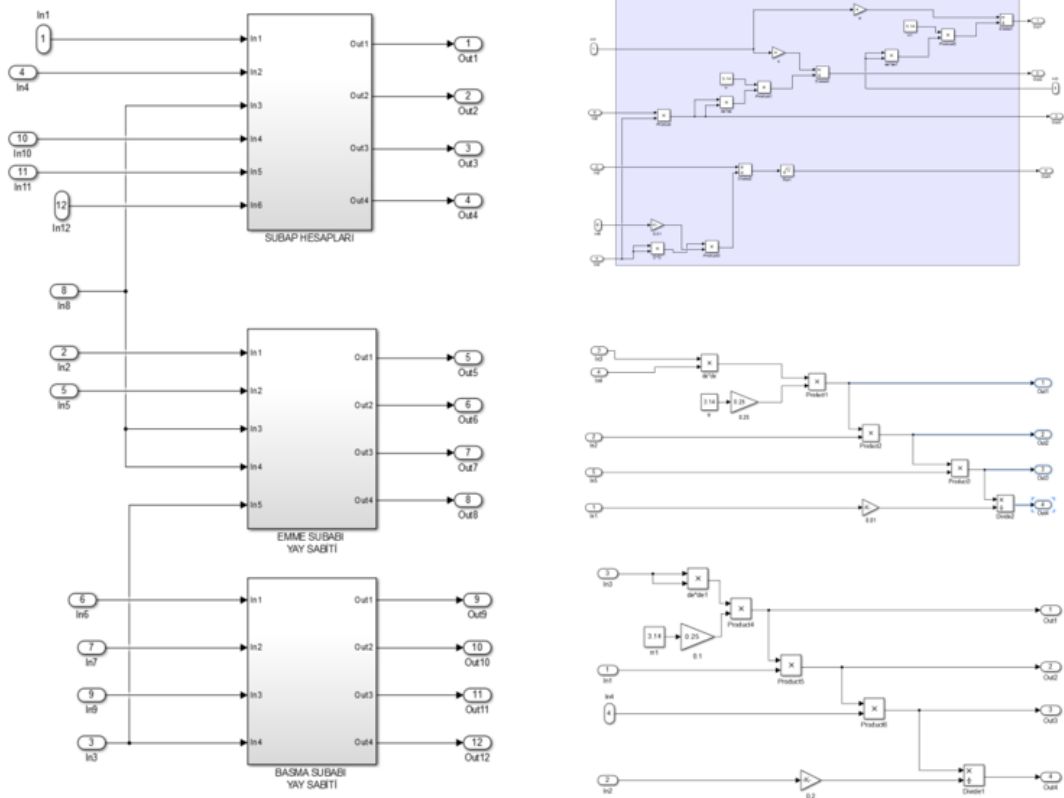


Ek 1.0. Simulink’de kompresör kapasitesi

SUBAPLARIN BOYUTLANDIRILMASI

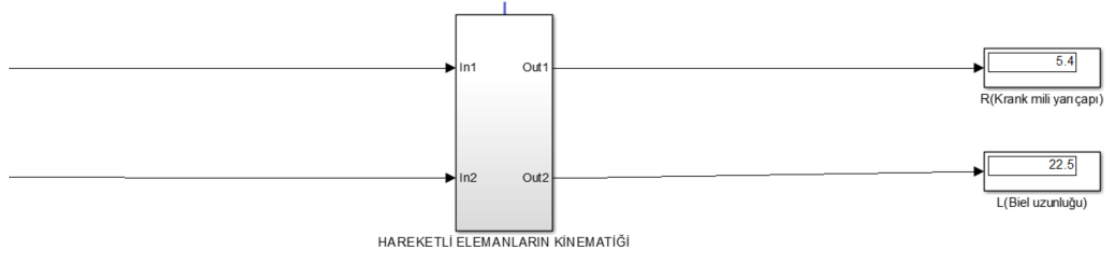


Ek 1.1. Simulink’de subapların boyutlandırılması

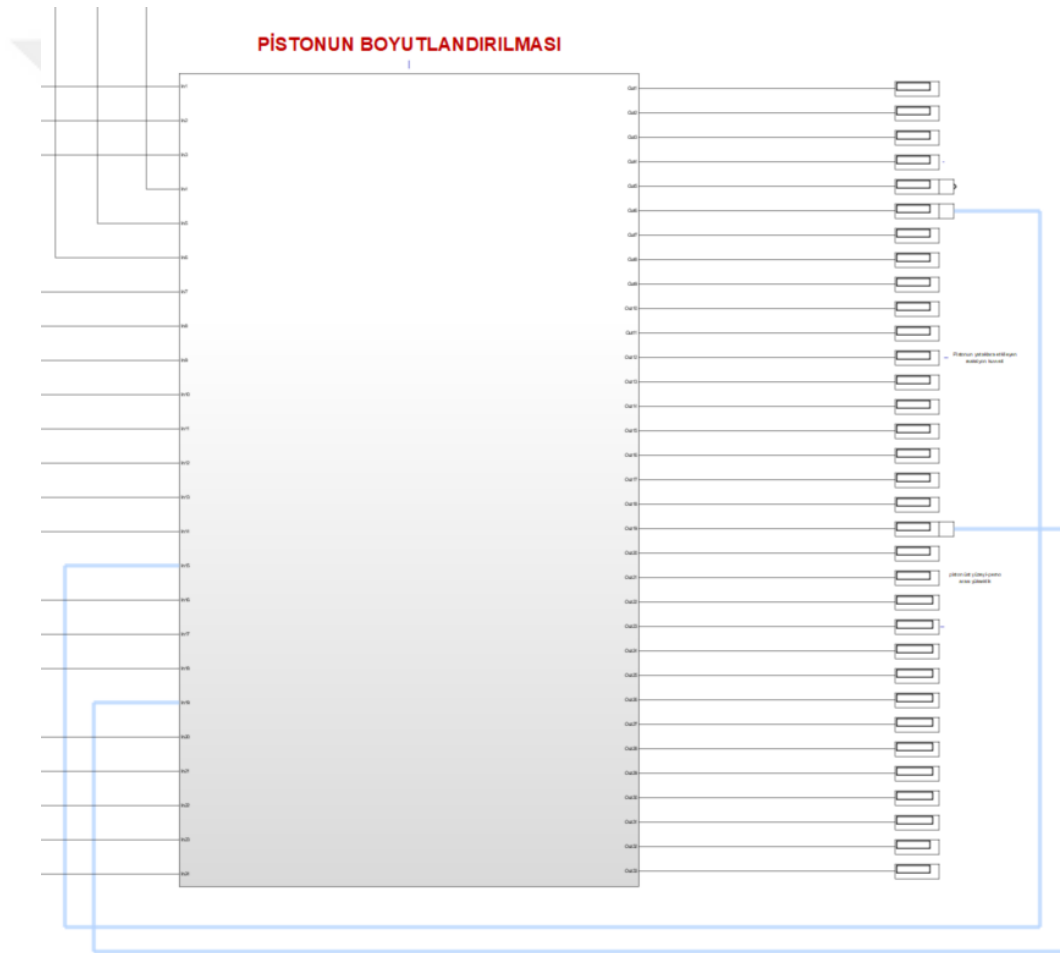


Ek 1.2. Simulink’de subapların boyutlandırılması şema içi görünümü

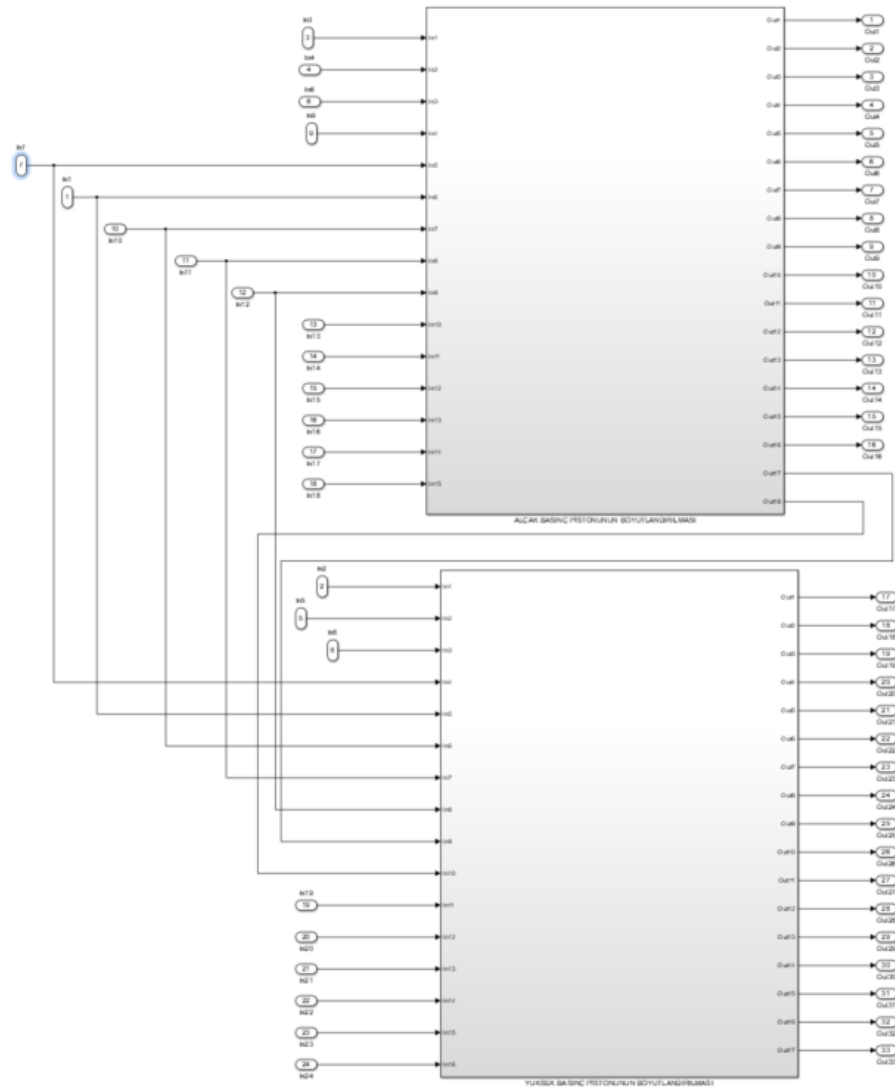
HAREKETLİ ELEMANLARIN KİNEMATİĞİ



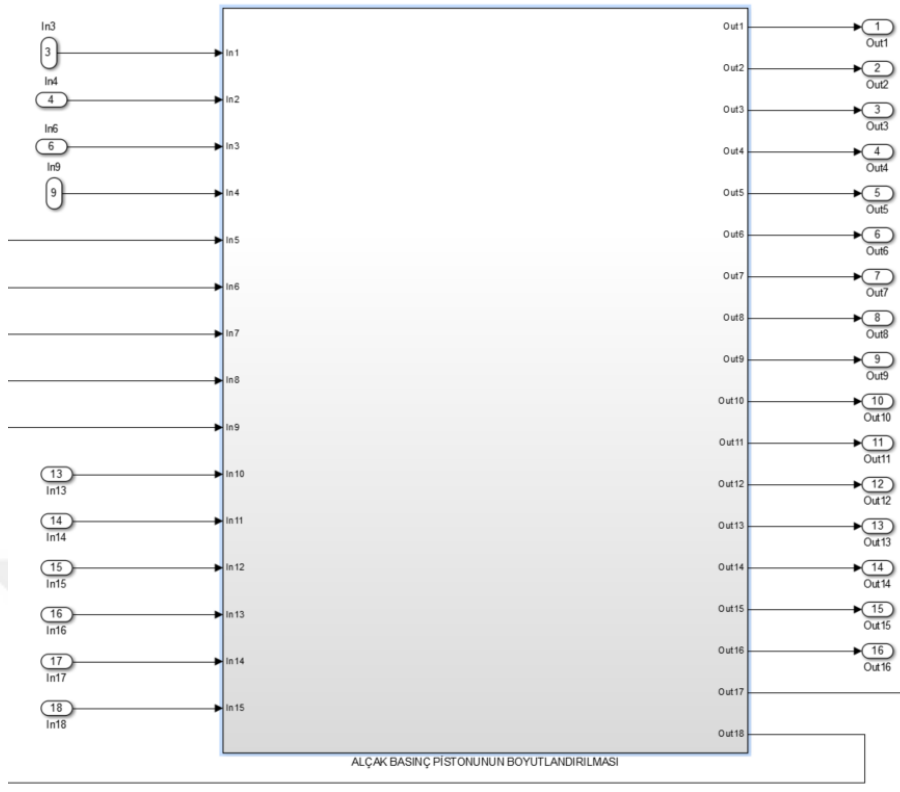
Ek 1.3. Simulink’de hareketli elemanların kinematığı



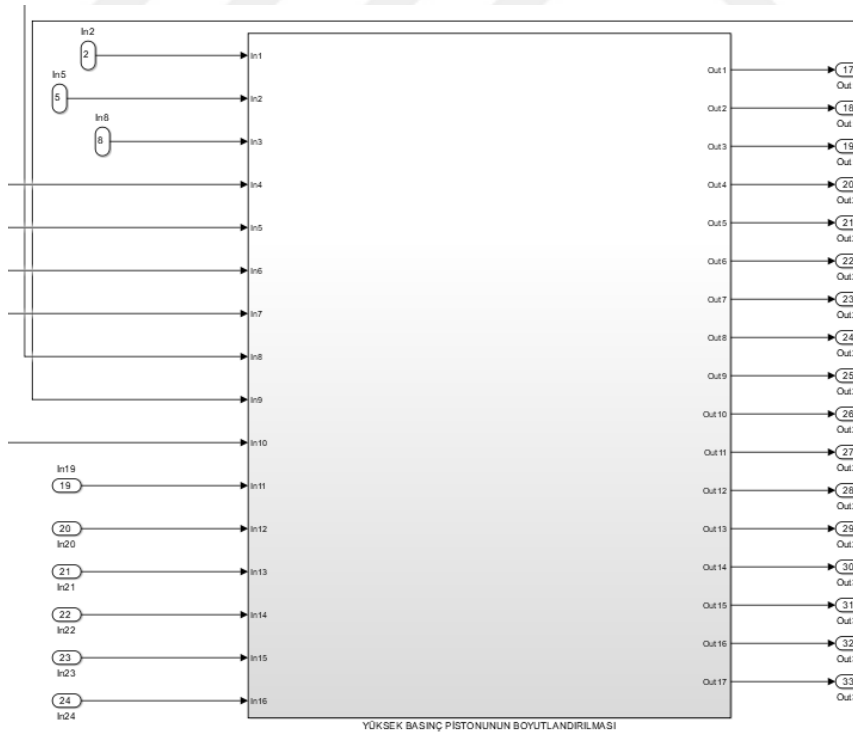
Ek 1.4. Simulink’de pistonun boyutlandırılması



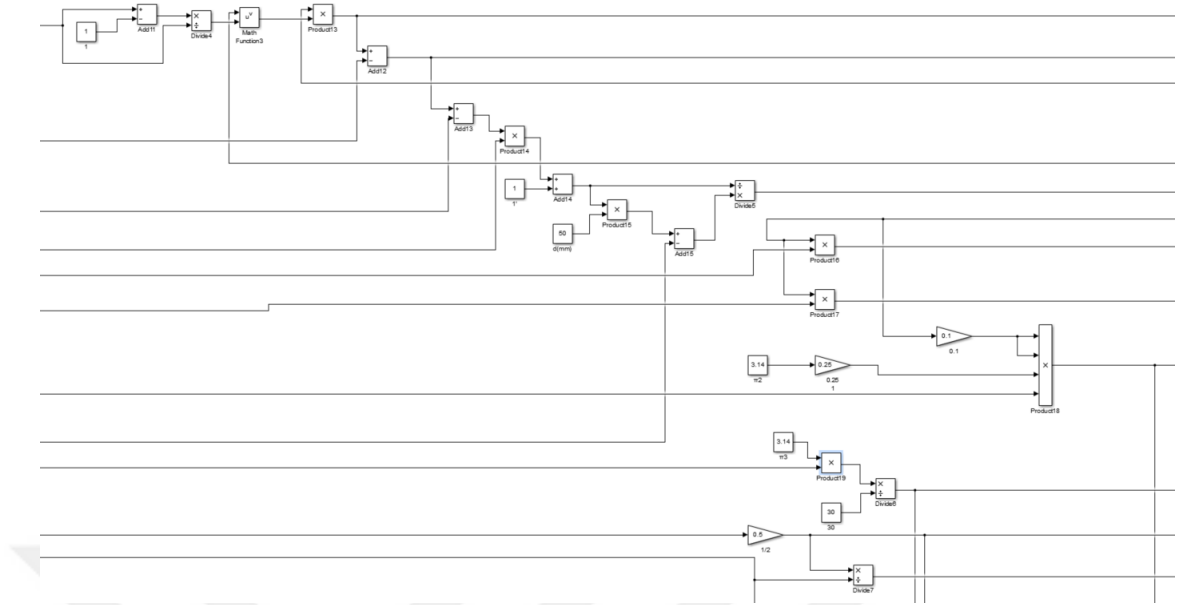
Ek 1.5. Simulink’de pistonun boyutlandırılması şema içi görünümü



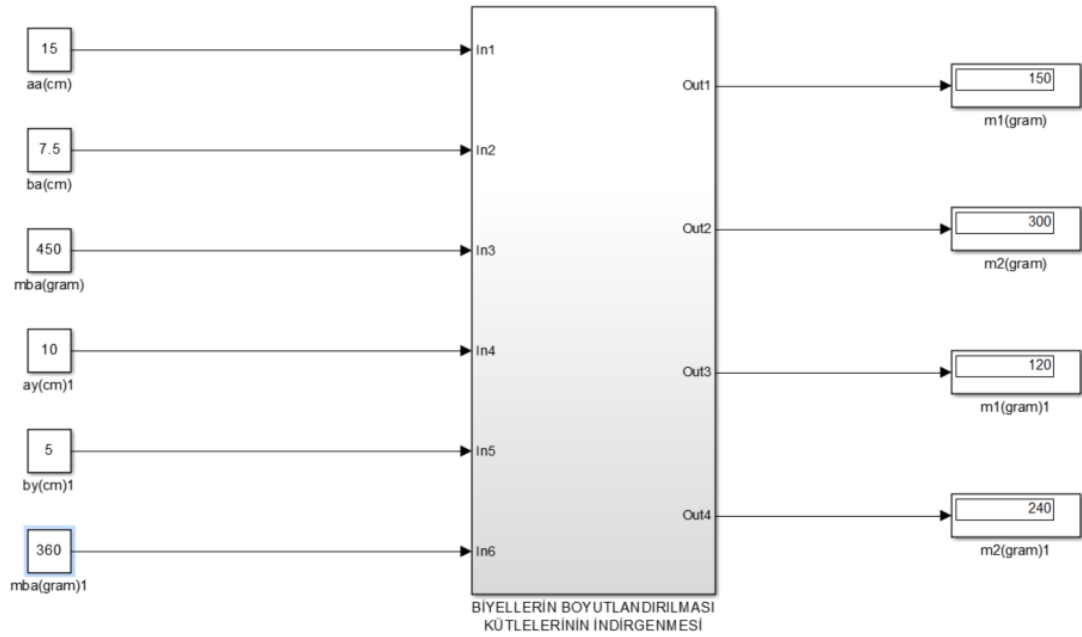
Ek 1.6. Simulink’de alçak basınç pistonunun boyutlandırılması



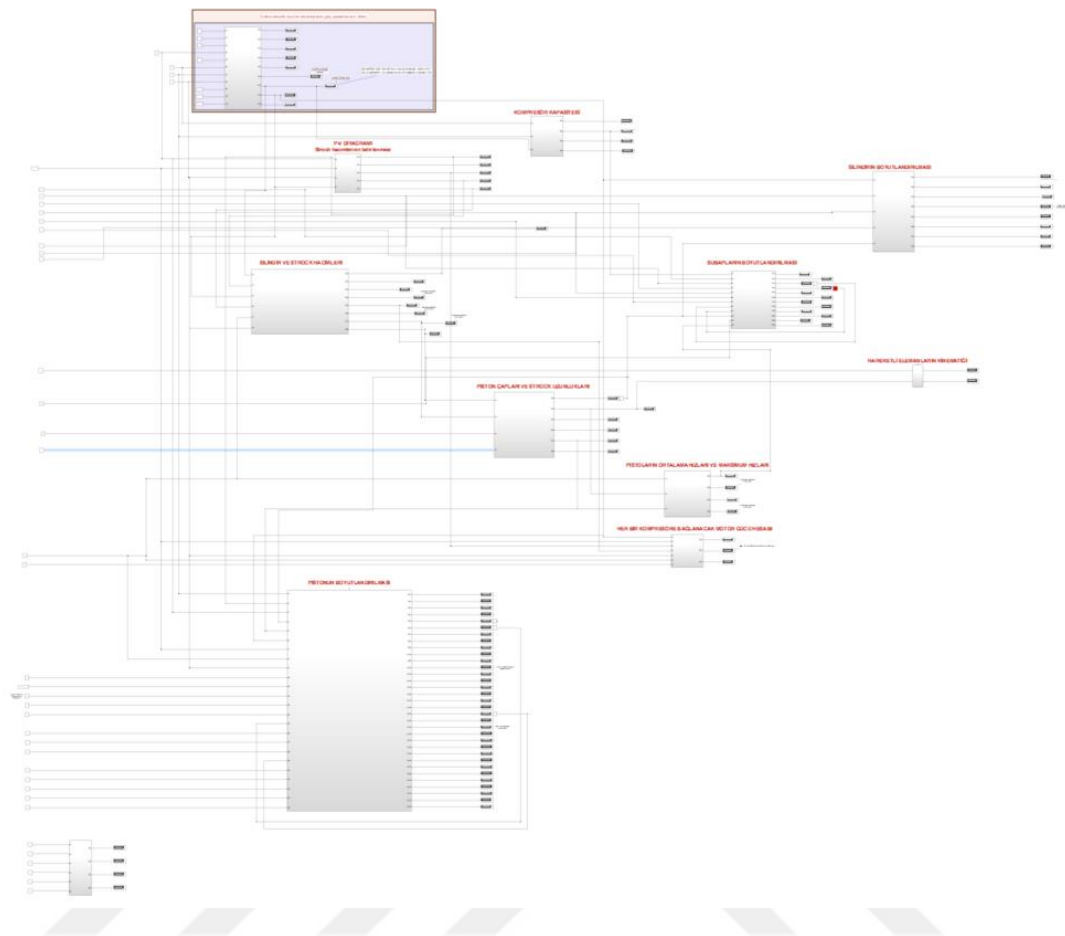
Ek 1.7. Simulink’de yüksek basınç pistonunun boyutlandırılması



Ek 1.8. Simulink’de yüksek basınç pistonunun boyutlandırılması şema içi görünümü



Ek 1.9. Simulink’de biyellerin boyutlandırılması ve kütlelerinin indirgenmesi



Ek 2.0. Simulink’de tüm projenin genel görünümü

ÖZGEÇMİŞ



Mehmet Can GEREK

Mustafa Kemal Mahallesi, Hisarkent
Sitesi ,50G blok, daire 15

Ataşehir / İstanbul

+90 531 559 95 96

mehmetcangerek@outlook.com

Eğitim Bilgileri

2017 - 2020	Akdeniz Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü (Antalya) - Makine Mühendisliği Enerji Anabilim Dalı Yüksek Lisans
2019 Mart – 2019 Ağustos	University of Applied Sciences Landshut (Almanya) – International Business – Yüksek Lisans Erasmus programı
2017 – Halen	Anadolu Üniversitesi Açıköğretim Fakültesi – İşletme Lisans
2011 - 2016	Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi (Bursa)– Makine Mühendisliği Lisans
2007 – 2011	Aldemir Atilla Konuk Anadolu Lisesi (Antalya)

İş Deneyimleri

2019 - Halen	Itelligence, B/S/H - SAP CRM Danışmanlığı
2017 - 2019	Akademi Havacılık – Kurum Müdürü
2016-2017	Toros Enerji – Sorumlu Mühendis