

**ERİCSON ÇEVİRİMİ İLE ÇALIŞAN BİR SOĞUTMA MAKİNASININ
TASARIMI İMALİ VE PERFORMANS TESTLERİ**

Fatih AKSOY

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ARALIK 2005
ANKARA**

Fatih AKSOY tarafından hazırlanan ERİCSON ÇEVİRİMİ İLE ÇALIŞAN BİR SOĞUTMA MAKİNASININ TASARIMI, İMALİ VE PERFORMANS TESTLERİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Halit KARABULUT

Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: : Prof. Dr. Nuri YÜCEL

Üye : Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU

Üye : Prof. Dr. Selim ÇETİNKAYA

Üye : Prof. Dr. Halit KARABULUT

Üye : Doç. Dr. H. Serdar YÜCESU

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

**ERICSON ÇEVİRİMİ İLE ÇALIŞAN BİR SOĞUTMA MAKİNASININ
TASARIMI İMALİ VE PERFORMANS TESTLERİ**

(Yüksek Lisans Tezi)

Fatih AKSOY

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Aralık 2005

ÖZET

Bu çalışmada, bir termal kompresör ve bir genişleme silindirinden oluşan bir soğutma makinesinin tasarımı, imalatı ve performans testleri yapılmıştır. Soğutma makinesinin termodinamik analizleri kullanılarak, rot çapı, maksimum basınç, kütle, çevrimlik iş ve çevrimlik soğutma oranının değişimleri incelenmiştir. Adyabatik genişleme analizi yapılarak, makinenin genişleme pistonu, giriş ve çıkış valflerinin krank açısına bağlı olarak değişimleri analiz edilmiştir. Deneyler kompresör kullanılarak laboratuvar koşullarında 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0 bar kompresör basınçlarında gerçekleştirilmiştir. Uygulanan basınçlarda soğutma makinesinin ortam sıcaklığını sırası ile 5, 2, 0, -4, -6, -8, -11, -13 °C'ye kadar düşürdüğü tespit edilmiştir.

Bilim Kodu : 708
Anahtar Kelimeler : Soğutma Makinesi, Ericsson çevrimi
Sayfa Adedi : 153
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Halit KARABULUT

**DESIGN, MANUFACTURING AND PERFORMANCE TEST OF A
REFRIGERATING DEVICE WORKING WITH ERICSON CYCLE**

(M.Sc. Thesis)

Fatih AKSOY

**GAZI UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

December 2005

ABSTRACT

In this study, a refrigerating device having a thermal compressor and expansion cylinder was designed, manufactured and tested. Using the thermodynamic analysis, rod diameter, maximum pressure, mass, cyclic work and cyclic cooling ratio of the refrigeration device variations were investigated. The variations of expansion piston, inlet and outlet valve depending on the crank angle were analyzed using adiabatic expansion analysis. Experiments were performed at laboratory conditions using a compressor at 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5 and 4.0 bar pressure. It was obtained that decrease 5, 2, 0, -4, -6, -8, -11, -13 °C in the ambient temperature depending on the compressor pressure.

Science Code : 708

Key Words : Refrigerating Device, Ericsson cycle

Page Number: 153

Adviser : Prof. Dr. Halit KARABULUT

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca, deneyim ve bilgisiyle beni yönlendiren değerli danışmanım Prof. Dr. Halit KARABULUT'a teşekkürü bir borç bilirim. Tez çalışmamın her aşamasında değerli fikirlerinden ve yardımlarından faydalandığım Doç. Dr. H. Serdar YÜCESU ve Yrd. Doç. Dr. Can ÇINAR'a; imalat aşamasında bana destek olan N. Erkan SAĞLAM, M. Kenan ÖZGÜRBÜZ, Süleyman ŞİŞMAN ve Levent TOKOĞLU'na, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Otomotiv Anabilim Dalındaki hocalarıma, Caner ŞAHİN ve arkadaşım Uğur ZAMAN'a, maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER	vi
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xi
RESİMLERİN LİSTESİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1.GİRİŞ	1
2. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ.....	4
2.1. İdeal Soğutma Çevrimleri	4
2.1.1. Carnot soğutma çevrimi	4
2.1.2. Stirling soğutma çevrimi	4
2.1.3. Ericson soğutma çevrimi.....	6
2.2. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi	7
2.2.1. Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevrimi	7
2.2.2. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi	9
2.3. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi	11
2.3.1. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin çalışması	12
2.3.2 Absorpsiyon soğutma sisteminde kullanılan çalışma sıvıları	14
2.4. Ejektör Soğutma Sistemi.....	15
2.4.1 Ejektörlü soğutma sisteminin çalışması	16

2.5. Termoelektrik Soğutma.....	17
2.6. Vorteks Tüpü İle Soğutma	19
2.7. Hava Soğutma Çevrimi	20
2.8. Termoakustik Soğutma	21
2.9. Paramagnetik Soğutma.....	23
2.10. Buhar Jeti İle Soğutma	24
3. SOĞUTUCU SİSTEMİN GENEL ELEMANLARI	26
3.1. Kompresörler.....	26
3.1.1. Pistonlu kompresörler	27
3.1.2. Paletli tip kompresörler	28
3.1.3. Vida tipi dönel kompresörler	30
3.1.4. Çift spiralli (scroll) kompresörler.....	30
3.1.5. Trokoidal (trochodial) kompresörler.....	31
3.1.6. Santrifüj kompresörler	32
3.2. Kondenser (Yoğuşturucu)	33
3.2.1. Su soğutmalı kondenserler	33
3.2.2. Hava soğutmalı kondenser	33
3.2.3. Evaporatif kondenser	34
3.3. Evaporatör (Buharlaştırıcı).....	34
3.3.1. Zorlanmış hava sirkülasyonlu evaporatörler	34
3.3.2. Sıvı soğutucu evaporatörler.....	35
3.3.3. Katı Soğutucu Evaporatör	39
3.4. Genleşme Elemanları	40
3.4.1. Otomatik genleşme valfleri	40

3.4.2. Termostatik genişleme valfleri.....	41
3.4.3. Elektrikli termostatik genişleme valfleri	44
4. TERMODİNAMİK ANALİZ	46
4.1. İdeal Analizler	46
4.1.1. Carnot soğutma Çevrimi	46
4.1.2. Stirling Soğutma Çevrimi	48
4.1.3. Ericson Soğutma Çevrimi	49
4.2. İzotermal Analiz.....	51
4.3. Nodal Analiz	54
5. SOĞUTMA MAKİNESİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ	59
5.1. Termodinamik Analiz	59
5.1.1. Silindirdeki soğuk ve sıcak hacimde iş ve ısı ifadelerinin türetilmesi .	67
5.2. Adyabatik Genişleme	90
5.3. Rejeneratör Kanallardaki Isı Transferi.....	94
6. DENEYSEL ÇALIŞMA	99
6.1. Soğutma Makinesinin Çalışma Prensibi	99
6.1.1. Güç silindirinin çalışması.....	100
6.1.2. Genişleme silindirinin çalışması	103
6.2 İmalatı Yapılan Motor Parçaları	104
6.2.1 Motor bloğu, yan ve üst kapaklar.....	105
6.2.2. Krank mili ve volan.....	106
6.2.3. Güç silindiri.....	106
6.2.4. Genişleme silindiri	107
6.2.5. Güç pistonu ve merkezleme mili	108

6.2.6. Genişleme pistonu	108
6.2.7. Biyeller	109
6.2.8. G pistonu biyeli ara parçası	109
6.2.9. Genişleme silindiri kapağı	110
6.2.10. Genişleme pistonu supapları ve supap ubukları	110
6.2.11. G silindiri giriş ve çıkış supapları	111
6.2.12. Krank mili taşıyıcı ayakları	111
6.2.13. G silindiri supap oturma tablası.....	112
6.3. Deney Yeri	113
6.4. Isı kaynağı	114
6.5. Deneyde Kullanılan l Aletleri.....	114
6.5.1. Dijital takometre.....	114
6.5.2. Termometre	114
6.5.3. Barometre	114
6.5.4. Dijital Elektronik terazi	114
6.5.5. Motor torku lme aparatı.....	114
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	116
KAYNAKLAR	121
EKLER.....	124
EK-1 Bilgisayar Programları.....	125
EK-2 Motor izimleri Ve Resimleri.....	129
ZGEMİř	153

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 7.1. İmal edilen soğutma makinesinin soğutma performansı	117

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Carnot soğutma çevrimi P-V ve T-S diyagramları	4
Şekil 2.2. Stirling soğutma çevriminin P-V ve T-S diyagramları	5
Şekil 2.3. Stirling soğutma çevriminin termodinamik işlemleri	6
Şekil 2.4. Ericson soğutma çevriminin P-V ve T-S diyagramları	6
Şekil 2.5. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-S diyagramı	8
Şekil 2.6. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-S diyagramı	10
Şekil 2.7. LiBr/H ₂ O çözeltisi kullanılan bir absorsiyonlu soğutma sistemi	13
Şekil 2.8. NH ₃ /H ₂ O çözeltisi kullanılan bir absorbsiyonlu soğutma sistemi	14
Şekil 2.9. Ejektörlü soğutma sistemi	17
Şekil 2.10. Termoelektrik soğutma sistemi.....	18
Şekil 2.11. Vorteks tüpü.....	19
Şekil 2.12. Hava soğutma çevrimi	20
Şekil 2.13. Basit hava çevriminin Jet Motoruna uygulanışı	21
Şekil 2.14. Termo-akustik soğutma sistemi	22
Şekil 2.15. Paramagnetik soğutma	23
Şekil 2.16. Buhar-jet soğutma sistemi.....	25
Şekil 3.1 Silindir tertip şekillerine göre pistonlu kompresörler	27
Şekil 3.2. Pistonlu, yarı ve tam hermetik kompresörlerin tahrik şekilleri.....	28
Şekil 3.3. Tek dönmeyen paletli tip kompresör	29
Şekil 3.4. Çok paletli dönel kompresör	29
Şekil 3.5. Vidalı kompresörler	30
Şekil 3.6. Çift spiralli-Scroll kompresörler	31

Şekil 3.7. Tek kademeli santrifüj-motor kompresör	32
Şekil 3.8. Çeşitli zorlanmış tip evaporatörler	35
Şekil 3.9. Direkt genişlemeli boru-dış zarf tipi evaporatörler	37
Şekil 3.10. Boudelot tip evaporatörler.....	37
Şekil 3.11. İç içe borulu evaporatörler	38
Şekil 3.12. Spiral sargılı boru-dış zarf tipi sıvı soğutucu evaporatör	39
Şekil 3.13. Otomatik genişleme valfi	41
Şekil 3.14. İçten dengeli TEV	42
Şekil 3.15. TEV iğnesini etkileyen kuvvetler	43
Şekil 3.16. Dıştan dengelemeli TEV	44
Şekil 3.17. Elektrikli termostatik genişleme valfleri.....	45
Şekil 4.1. Carnot soğutma çevrimi P-V ve T-S diyagramları	46
Şekil 4.2. Stirling soğutma çevriminin P-V ve T-S diyagramları	48
Şekil 4.3. Ericson soğutma çevriminin P-V ve T-S diyagramları.....	50
Şekil 4.4. Stirling motorunun beş hacimli model üzerinde termal analizi	51
Şekil 4.5. Termodinamik incelemesi yapılan Stirling motoru	58
Şekil 5.1. Güç silindirindeki hacimler.....	59
Şekil 5.2. Rot çapına bağlı olarak maksimum tank basıncı değişimi.....	87
Şekil 5.3. Tank basıncı ve rot çapına bağlı olarak pompalanan kütlenin değişimi....	88
Şekil 5.4. Tank basıncına bağlı olarak iş ve soğutma oranı değişimi	89
Şekil 5.5. Tank basıncına bağlı olarak COP ve η değişimi.....	89
Şekil 5.6. Genişleme pistonu kursunun analizi	91
Şekil 5.7. Genişleme pistonu giriş valfi kursunun analizi.....	92
Şekil 5.8. Genişleme pistonu çıkış valfi kursunun analizi	93

Şekil 5.9. Krank açısına bağlı genişleme pistonu, giriş ve çıkış valfinin kursları	94
Şekil 5.10. Rejeneratör kanallarındaki ısı transferi	95
Şekil 5.11. Rejeneratör kanallarında ısıнын akış hızına göre dağılımı.....	98
Şekil 6.1 Soğutma makinesinin şematik resmi	100
Şekil 6.2. Güç silindiri	101
Şekil 6.3. Sıcak hacimde basınç değişimi	102
Şekil 6.4. Genişleme silindiri	103
Şekil 6.5. İmalatı yapılan soğutma makinesi	104
Şekil 6.6. Motor bloğu	105
Şekil 6.7. Motor bloğu alt ve üst kapakları	105
Şekil 6.8. Krank mili	106
Şekil 6.9. Volan.....	106
Şekil 6.10. Güç silindiri	107
Şekil 6.11. Genişleme silindiri	107
Şekil 6.12. Güç pistonu	108
Şekil 6.13 Genişleme pistonu.....	108
Şekil 6.14 Biyeller.....	109
Şekil 6.15. Güç pistonu biyeli ara parçası.....	110
Şekil 6.16. Genişleme silindiri kapağı	110
Şekil 6.17. Genişleme pistonu supapları	111
Şekil 6.18. Taşıyıcı ayaklar	112
Şekil 6.19. Güç silindiri supap oturma tablası	112
Şekil 6.20. Deney tesisatının şematik resmi.....	113
Şekil 6.21. Motor torku ölçme aparatı	115

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 7.1. İmal edilen soğutma makinesi	116

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A	Alan, m^2
C	Özgül ısınma ısısı, J/kgK
COP	Performans Katsayısı
D	Çap, m
E	İç enerji, J
H	Entalpi, J
h	Isı taşınım katsayısı, W/m^2K
I	Biyel uzunluğu, m
k	Kondüksiyon iletim katsayısı, W/mK
L	Uzunluk, m
m	Kütle, kg
n	Motor devri, 1/min
Nu	Nusselt sayısı
P	Çevre, m
p	Basınç, Pa
Q	Isı, J
R	Gaz sabiti, J/kgK
S	Entropi, J/K
T	Sıcaklık, K
t	Zaman, s
u	Hız, m/s
V	Hacim, m^3
W	İş, J
ϵ	A_s / A_{rod}
η	Verim

ν	Özgöl hacim, m ³ /kg
ρ	Yoğunluk, kg/ m ³
α	Isı yayılım katsayısı, m ² /s

Kısaltmalar

Açıklama

A	alan
C	soğuk
Ç	çıkan
G	giren
H	sıcak
K	kuyruk
L	soğuk ortam
P	sabit basınç
R	rejenaratör
I	rejenaratör bölüm numaraları
S	süpürme
T	Toplam
V	sabit hacim
W	duvar

1.GİRİŞ

Soğutma, ortam sıcaklığını çevresinde bulunan diğer ortamlara göre daha düşük bir sıcaklığa getirme ve bu sıcaklık üzerinde kararlı kalma mekanizmasını yerleştirmektir. Soğutulacak ortam katı, sıvı ve buhar fazında olabilir. Soğutulacak ortamdan duyulur veya gizli ısı, ışıınım, kimyasal reaksiyon, termoelektrik ve manyetik etkilerle ısı çekilebilir. Soğutma işleminin sürekli olması amacıyla çevrimler oluşturulur (1).

Günümüzde soğutma sistemlerinin kullanım alanını sınırsız olarak algılamak ve yaşamımızın ayrılmaz bir parçası olarak değerlendirmek hatalı olmaz. Soğutma sistemlerinin kullanım alanının her geçen gün artması soğutma konusuna yeni teknolojilerin eklenmesini beraberinde getirmektedir. Soğutma alanındaki bu gelişim ve değişimi mecburi kılan, soğutma sisteminin doğal gelişimi yanında diğer teknolojik gelişmelerin soğutmaya uygulanmasıdır. Diğer yandan soğutma sistemlerinin yaygın kullanımının yanında getirdiği bazı zorlukları da gözardı etmemek gerekir. Özellikle elektrik-elektronik bilgisine, gıda maddelerinin soğuk ortamda korunması konusunda gıda kimyası bilgisine ve teknolojisine ihtiyaç duyulmakla birlikte tıp, metalürji, petrol, kimya vb. alanlarda kullanılan birçok soğutma uygulamalarında daha sağlıklı ve geniş kapsamlı sonuçlara ulaşabilmek için konunun uzmanlarından oluşan bir ekip çalışmasına ihtiyaç duyulmaktadır.

Soğutma gıda maddelerin bozulmadan korunmasında, endüstriyel uygulamalarda, buz imalatında, tıp alanında, klima uygulamalarında, ısı depolama amaçlı ısı pompası uygulamalarında, enerji geri kazanım işlemlerinde, jeotermal enerji ve güneş enerjisi uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır (2, 3).

Soğutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılan sistem, mekanik soğutmalı çevrim olan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir. Soğutucu akışkan basıncı kompresörde artırılır ve kondenserde yüksek sıcaklıkta ısı vererek yoğuşur. Daha sonra sıvının basıncı düşürülür ve düşük sıcaklıktaki soğutulacak ortamdan ısı çekerek tekrar buharlaşır. Yoğuşma sıcaklığı düştükçe ve buharlaşma sıcaklığı

yükseldikçe performans iyileşir. Ayrıca aşırı kızdırma ve aşırı soğutma da verimi artırır.

Gaz sıkıştırılmalı çevrim buhar sıkıştırılmalı çevrime benzer. Akışkanın ısı alışverişi sabit basınçta faz değişimi olmadan gerçekleşir. Fazla düşük sıcaklıkların elde edilmesi mümkün değildir. Sistem hantal ve büyük olduğu için tercih edilmemektedir.

Elektronik etkili soğutmada, farklı iki iletken malzemenin birer uçları bir ortam içinde birleştirilir ve ikinci ortamdaki diğer uçlarına da doğru akım uygulandığında, iki uçta farklı sıcaklıklar oluşacaktır. Soğuyan uçta ortamdan ısı çekilir ve soğutma etkisi oluşur. Değişik çıkış kapasiteleri için çok sayıda yarı iletken, paralel veya seri olarak kullanıldığında her birinin etkisi birbirine eklenecektir. Üretilen soğutma kullanılan yarı iletkenlerin özelliklerine, düşük voltajlı akım şiddetine ve uygulanan sıcaklıklara bağlı olarak değişir. Bizmut, tellurit, selenit ve antimon gibi yarı iletkenler bu amaçla kullanılmaktadır. Bu metotların çoğu laboratuvar ve araştırmaya yönelik olarak kullanılır.

Isı kaynaklı çevrimlerden nemlendirme veya kurutmalı çevrimde, kurutmada adyabatik nemlendirmeyeyle yaş termometre sıcaklığına kadar soğutulan ve ısı kaynağı tarafından kurutulup aktif hale getirilen nem alıcı, havanın nemini alır ve hava adyabatik nemlendirme ile soğutmaya uygun hale gelir. Bu sistem, güneş enerjili iklimlendirme sistemleri için oldukça uygundur.

Bir diğer ısı kaynaklı çevrim olan absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde buhar sıkıştırılmalı çevrimdeki kompresörün yerini, absorber sıvı pompası-jeneratör (ayırıcı) grubu almıştır. Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde, akışkan sıvı halde iken basıncı artırılır ve esas enerji kaynağı olarak ısı kullanılır. Evaporatörden gelen soğutucu akışkan buharı, absorberdeki sıvı tarafından soğurulur. Ortaya çıkan ısı, hava veya soğutma suyu ile uzaklaştırılır. Pompada karışımın basıncı yükseltilir ve ayırıcıda yüksek sıcaklıkta ısı verilerek zengin buhar karışımı elde edilir. Daha sonra kondensere gitmeden önce soğurucu akışkan buharının çoğu yoğunlaştırılarak basıncı

artırılır. Karışımın bir miktarı zayıf çözelti olarak absorbere geri döner ve dengeleme sağlanır (1).

Bu çalışmada bir termal kompresör ve bir genişleme silindirinden oluşan güneş enerjisi, doğalgaz vb. enerji kaynakları ile çalışan, çevre dostu ve diğer soğutma sistemlerine alternatif olarak kullanılabilecek bir soğutma makinesinin tasarımı, imalatı ve performans testleri yapılmıştır.

Tez yedi bölümden oluşmaktadır.

Birinci bölüm giriş bölümüdür.

İkinci bölümde çeşitli soğutma sistemlerin çalışma prensipleri detaylı olarak incelenmiştir.

Üçüncü bölümde soğutma sistemlerinde kullanılan kompresör, kondenser, evaporatör ve genişleme elamanlarının çalışma prensipleri ve çeşitleri detaylı bir şekilde incelenmiştir.

Dördüncü bölümde; Carnot, Stirling ve Ericson soğutma makinesi çevrimlerinin termodinamik analizleri hakkında bilgi verilmiştir. Ayrıca makine tasarımlarında sık sık kullanılan Nodal ve İzotermal analiz metotları incelenmiştir.

Beşinci bölümde soğutma makinesinin termodinamik analizleri yapılmıştır.

Altıncı bölümde; imalatı yapılan soğutma makinesinin çalışması ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır. Ayrıca imal edilen soğutma makinesinin parçaları, parçaların imalat özellikleri, deney sırasında kullanılacak araçlar ve deney ortamı hakkında bilgi verilmiştir.

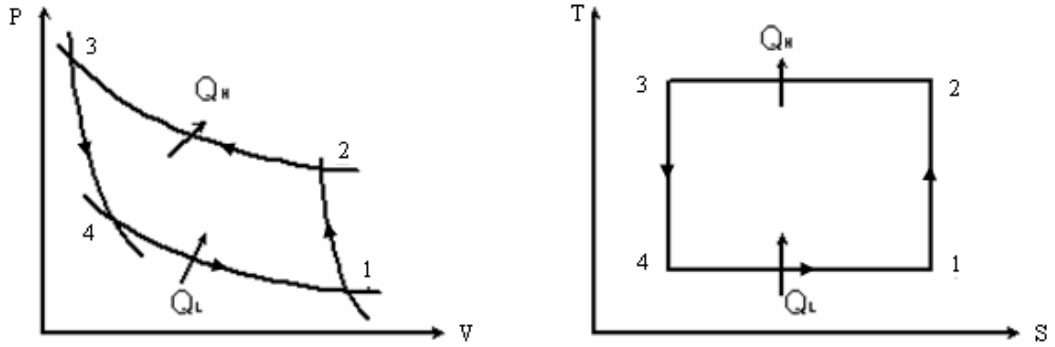
Yedinci bölümde; deney sonucunda elde edilen veriler ve öneriler sunulmuştur.

2. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

2.1. İdeal Soğutma Çevrimleri

2.1.1. Carnot soğutma çevrimi

Carnot güç çevriminde bulunan süreçlerin sırası tersine çevrilirse Carnot soğutma çevrimine dönüşür. Şekil 2.1’de bir Carnot soğutma çevriminin P-V ve T-S diyagramları görülmektedir.



Şekil 2.1. Carnot soğutma çevrimi P-V ve T-S diyagramları (5)

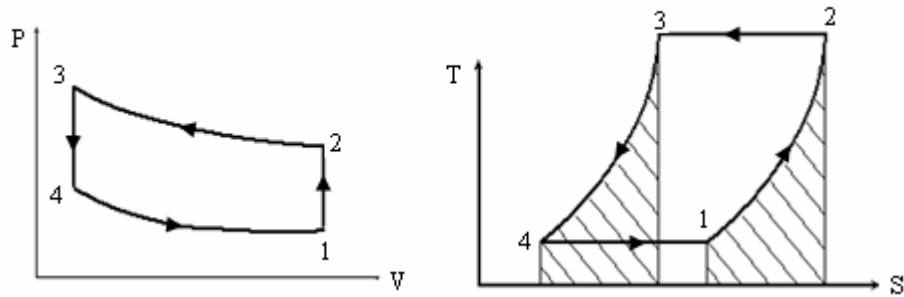
Birinci süreçte bir ideal gaz olan çalışma maddesi, adyabatik olarak sıkıştırılarak sıcaklığının T_L den T_H ’a yükselmesi sağlanır. İkinci süreçte, çalışma gazının sıkıştırılması sabit sıcaklık altında devam eder. İkinci süreç boyunca çalışma gazından sıcak kaynağa ısı transfer edilir. Üçüncü süreçte, çalışma gazı adyabatik olarak genişletilerek sıcaklığının T_H den T_L ’ye düşmesi sağlanır. Dördüncü süreçte, çalışma gazını genişletmeye sabit sıcaklık altında devam edilir. Dördüncü süreçte çalışma gazı soğuk kaynaktan ısı alır (4).

2.1.2. Stirling soğutma çevrimi

Stirling çevrimine göre çalışan bir termik motorda, çevrime ısı yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan sağlanır. Isının bir kısmı işe dönüştürülür ve soğuk kaynak

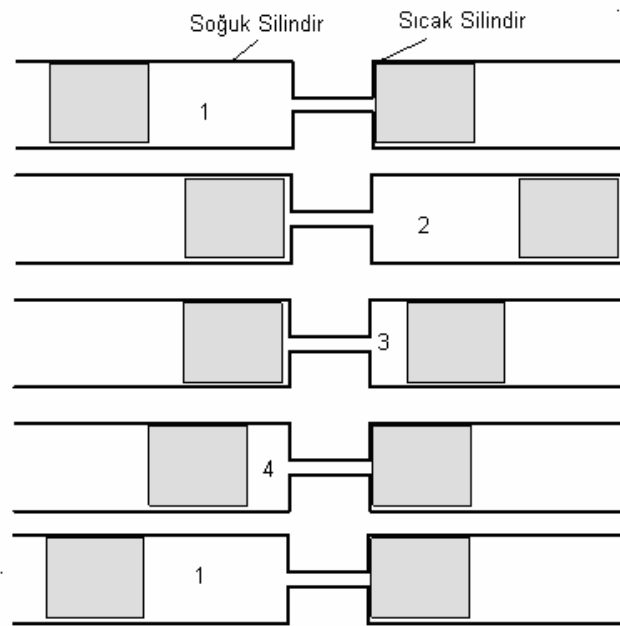
sıcaklığında sistemden dışarıya atılır. Soğutma çevrimi ve güç çevrimi arasındaki tek fark, genişleme sürecinde dış kaynaktan sağlanan ısının sıcaklığının, sıkıştırma sürecinde çalışma maddesinden dışarıya atılan ısının sıcaklığından daha düşük olmasıdır. Yani Stirling soğutma çevriminde sistem, soğuk kaynaktan ısı alır ve daha yüksek sıcaklıktaki sıcak kaynağa ısı verir. Bu da soğutma çevriminde makineye dışardan iş verilmesi ile sağlanır (5, 6).

Şekil 2.2’de görüldüğü gibi Stirling soğutma çevrimi iki sabit hacim ve iki sabit sıcaklık işleminden oluşmaktadır. Rejeneratif Stirling soğutma çevrimi de Carnot çevrimi gibi tersinir bir çevrimdir. Stirling güç çevrimindeki işlemlerin sırası tersine çevrilirse Stirling soğutma çevrimi elde edilmektedir.



Şekil 2.2. Stirling soğutma çevriminin P-V ve T-S diyagramları (4)

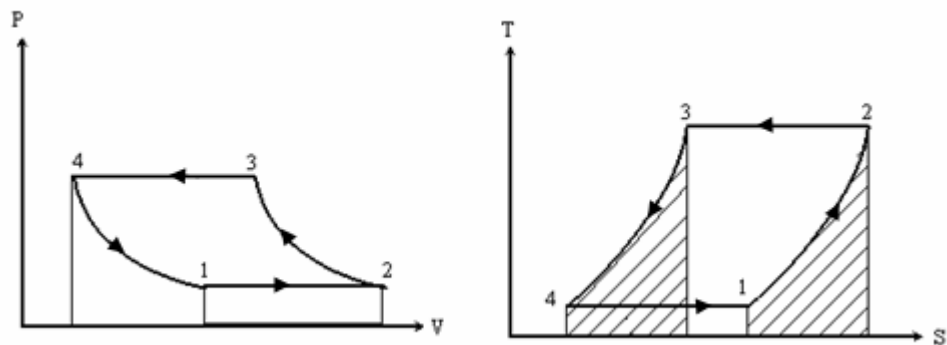
Şekil 2.3’de görüldüğü gibi birinci süreçte ideal bir gaz olan çalışma maddesi sabit hacimde soğuk silindirden sıcak silindire rejeneratör üzerinden aktarılacak sıcaklığı T_L ’den T_H ’ye yükseltilmektedir. İkinci süreçte çalışma maddesi, sıcak silindirde sabit sıcaklıkta sıkıştırılarak sıcak ortama ısı atılmaktadır. Üçüncü süreçte çalışma maddesi, sabit hacimde sıcak silindirden soğuk silindire rejeneratör üzerinden aktarılacak, sıcaklığı T_H ’den T_L ’ye düşürülmektedir. Dördüncü süreçte çalışma maddesi, sabit sıcaklıkta soğuk silindirde genişletilerek soğuk ortamdan gaza ısı transfer edilmektedir (4).



Şekil 2.3. Stirling soğutma çevriminin termodinamik işlemleri (4)

2.1.3. Ericson soğutma çevrimi

Ericson güç çevrimindeki işlemlerin sırası tersine çevrilir ise Ericson soğutma çevrimi elde edilir. Şekil 2.4’de görüldüğü gibi Ericson soğutma çevrimi iki sabit basınç ve iki sabit sıcaklık işlemlerinden oluşmaktadır.



Şekil 2.4. Ericson soğutma çevriminin P-V ve T-S diyagramları (4)

Birinci süreçte bir ideal gaz olan çalışma maddesi, sabit basınç altında soğuk silindirden sıcak silindire rejenaratör vasıtası ile aktarılarak sıcaklığı soğuk kaynak sıcaklığından (T_L) sıcak kaynak sıcaklığına (T_H) yükseltilmektedir. İkinci süreçte çalışma maddesi sıcak silindir içerisinde sabit sıcaklık altında sıkıştırılarak sıcak ortama ısı atılmaktadır. Üçüncü süreçte çalışma maddesi sabit basınç altında sıcak silindirden soğuk silindire rejenaratör vasıtası ile aktarılarak sıcaklığı sıcak kaynak sıcaklığından (T_H) soğuk kaynak sıcaklığına (T_L) yükseltilmektedir. Dördüncü süreçte soğuk silindir içerisindeki çalışma maddesi sabit sıcaklık altında genişletilerek soğutulacak ortamdan ısı transfer edilmektedir (4).

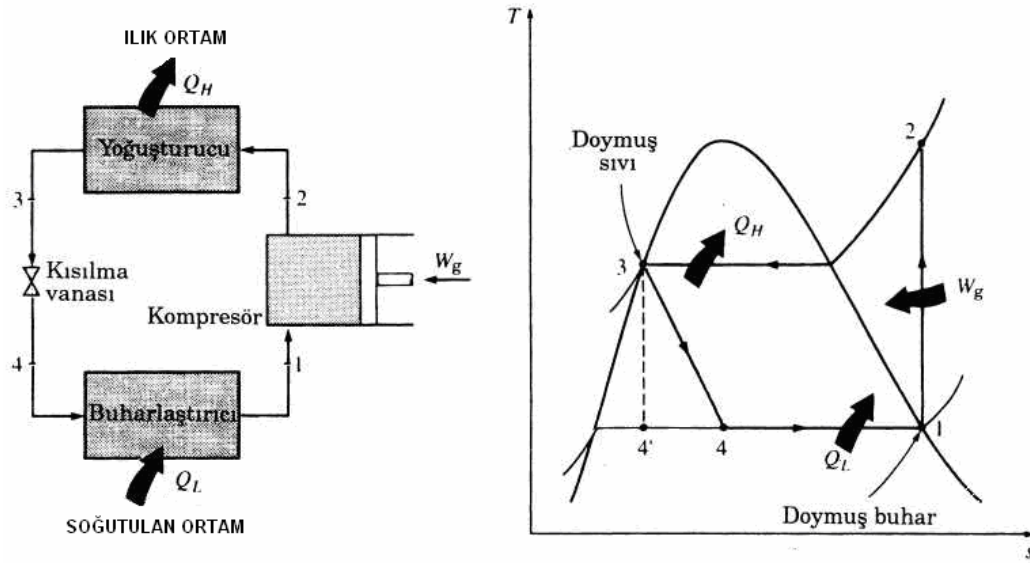
2.2. Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde, gaz halindeki soğutucu akışkan kompresör vasıtası ile sıkıştırılır. Sıkıştırılarak basıncı artırılan akışkan yoğunlaştırılarak daha düşük basınç altında buharlaştırılır. Bu buharlaşma sırasında çevreden ısı çekilir. Bu işlemin gerçekleşebilmesi için soğutucu akışkan, soğutma sistemi içerisinde dolaştırılır. Soğutucu akışkanın sistem içerisinde dolaşımı kompresör ile sağlanır. Soğutucu akışkan sistem içerisinde dolaşırken bir seri işleme maruz kalır. Bu işlemler serisi çevrim olarak adlandırılır. Çevrim esnasında soğutucu akışkan faz değiştirir. Soğutucu akışkanın faz değişimi ile soğutma işlemi gerçekleştirilir. Bu soğutma çevrimi, buhar sıkıştırma soğutma çevrimi olarak bilinir ve pratikte yaygın olarak kullanılır (7).

2.2.1. Buhar sıkıştırma ideal soğutma çevrimi

İdeal çevrimi oluşturan hal değişimleri şöyledir.

- 1-2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3 Yoğurturucuda çevreye sabit basınçta ısı geçişi
- 3-4 Kısılma (Genişleme ve basıncın düşmesi)
- 4-1 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ısı geçişi



Şekil 2.5. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-S diyagramı (7)

İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak yoğusturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğusturucuya girer ve yoğusturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde çevre sıcaklığı üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırmacı basıncına kısıılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırmacıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdaki ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırmacıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre giderek çevrimi tamamlar (7).

Buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevriminde içinde sürekli akışın olduğu elemanlar yer alır. Bu nedenle çevrimi oluşturan dört hal değişimi de sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınabilir. Soğutucu akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri, iş ve ısı geçişi terimlerine oranla küçük olduğu için, ihmal edilebilir. Bu durumda, sürekli akışlı açık sistemin enerji korunumu denklemi birim akışkan kütlesi için ifade

edilirse;

$$q - w = h_{\xi} - h_g \quad [2.1]$$

biçimini alır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda iş etkileşimi yoktur. Kompresör adyabatik kabul edilebilir. Bu durumda, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesi ve ısı pompasının etkinlik katsayıları aşağıdaki gibi yazılır:

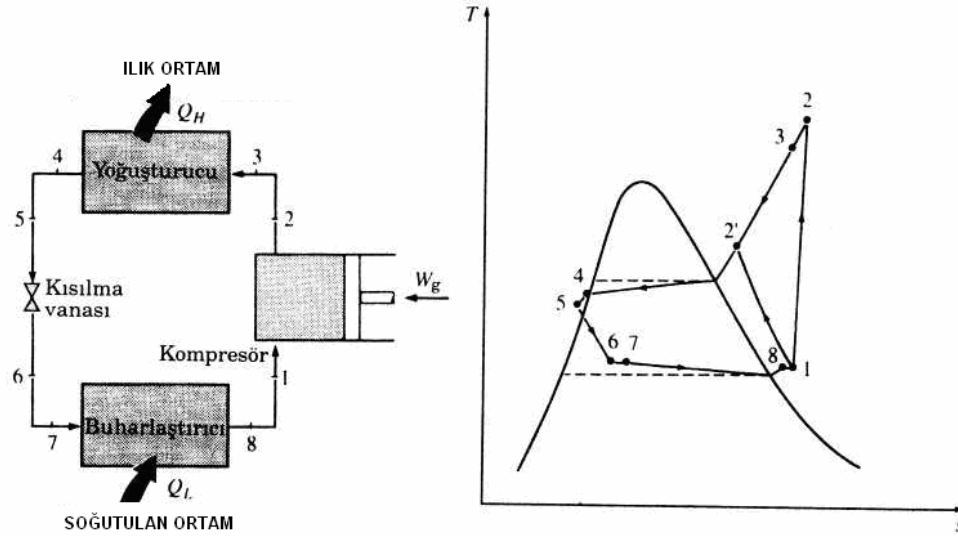
$$COP_{SM} = \frac{q_L}{W_{net}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad [2.2]$$

$$COP_{IP} = \frac{q_H}{W_{net}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad [2.3]$$

İdeal çevrimde, h_1 buharlaştırıcı basıncında doymuş buharın entalpisi, h_3 ise yoğuşturucu basıncında doymuş sıvının entalpisi olur (7).

2.2.2. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ideal çevrimden bazı farklılıklar göstermektedir. Bu farklılık daha çok gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreye olan ısı alışverişidir. Gerçek bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-S diyagramı Şekil 2.6'da görülmektedir.



Şekil 2.6. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi T-S diyagramı (7)

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez. Çünkü soğutucu akışkanın halini hassas biçimde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde kızgın buhar olmasını sağlayacak şekilde tasarlanır. Bu sayede kompresöre tümüyle buhar girmesi sağlanarak buhar sıkıştırmak üzere tasarlanmış kompresörün zarar görmesi önlenir. Aynı zamanda buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzundur. Böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişi önem kazanır. Bu etkiler sonucunda soğutucu akışkanın özgül hacmi artar ve dolayısıyla kompresör işi de artar.

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi izentropiktir. Ancak gerçek sıkıştırma işleminde ise akış sürtünmesi ve ısı geçişi entropiyi etkiler. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise yönüne bağlı olarak entropiyi azaltır veya artırır. Sıkıştırmanın izentropik olmaktansa 1-2' hal değişimine göre olması tercih edilir. Çünkü kompresör işi bu durumda daha az olacaktır.

İdeal çevrimde, soğutucu akışkanın yoğusturucudan çıkış hali kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla kısılma vanası

girişi arasında basınç düşmesi vardır. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Bu nedenle soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir değere soğutulur. Bunun bir sakıncası yoktur, çünkü bu durumda akışkan kısılma vanasına daha düşük bir entalpide girer ve sistemden daha fazla ısı çeker (7).

2.3. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Diğer soğutma çevrimlerinden farklı olarak absorpsiyonlu sisteminde ısı enerjisi ve az miktarda mekanik enerji kullanılmaktadır. Absorpsiyon prensibinin doğuşu 1700'lü yıllara dayanmaktadır. 1777 yılında Naime (8), içinde sülfürik asit bulunan bir kabı içeren bir kazandaki saf suyu buharlaştırarak buz elde etmeye çalışmıştır. 1810 yılında John Leslie içerisinde su bulunan bir kap ile sülfürik asit bulunan bir kabı birbirine bağlamak suretiyle buz elde etmeye çalışmıştır. Asit, su bulunan kaptaki su buharını emerken, sıcaklık azaldığı için su yüzeyinde buz tabakası oluşmaktadır. Bu sistemin dezavantajları sızdırmazlık ve korozyondur. 1859 yılında Ferdinand çalışma sıvısı olarak su-amonyak kullanan bir makineyi geliştirmiş ve 1860 yılında Amerika'da patentini almıştır. Patenti alınan bu makine yiyecek muhafaza etmek ve buz yapmak için kullanılmıştır. Geliştirilen bu sistemler absorpsiyon sisteminin temelini teşkil etmektedir (8, 9).

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan ısı enerjisi miktarı yüksektir. Buna karşılık ihtiyaç duyulan mekanik enerji miktarı düşüktür. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan ısı enerjisinin yüksek olması nedeniyle, diğer ısı türlerine göre daha ekonomik olan atık enerji, jeotermal enerji ve güneş enerjisi gibi enerji kaynaklarının kullanılması durumunda sistem avantajlı bir duruma gelmektedir. Bunun yanı sıra klasik sistemlerinin yerine kullanıldığında, kloroflorokarbon (CFC) içeren soğutucuların kullanılması ve bundan dolayı çevreye verilen zarar, seçilen soğutucu akışkan çeşidine bağlı olarak engellenebilmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısının (COP) düşük olması, soğutma gücünün (SCP) küçük olması, çevrim süresinin uzun olması, büyük hacim gerektirmesi, sistemin

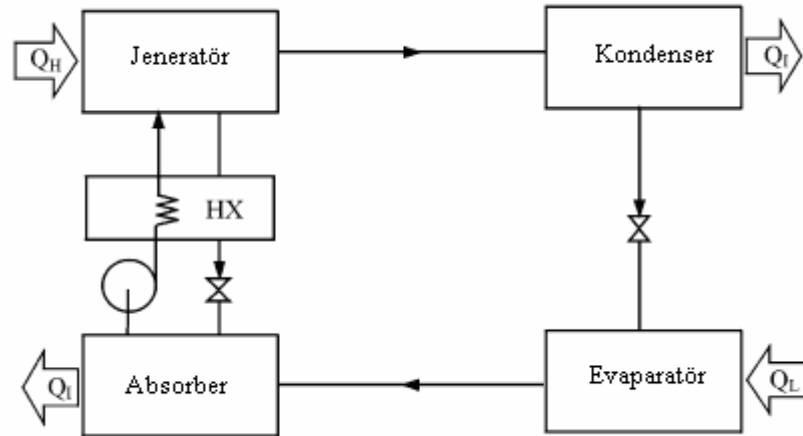
karmaşık olması ve maliyetlerinin yüksek olması gibi dezavantajları bulunmaktadır. Sistemde çevrim süresinin uzunluğu, düşük performans katsayısı (COP), küçük soğutma gücü (SCP) gibi dezavantajlara absorberdeki küçük kütle ve ısı transfer oranı sebep olmaktadır. Absorpsiyon soğutma sisteminin çevrim performansını artırmak için yeni çalışma sıvıları bulunması, yeni absorpsiyon sistemi çeşitleri üretilmesi, absorberdeki kütle ve ısı transferi oranlarını artırılması ve çevrim süresini azaltılması üzerine çalışmalar yapılmaktadır (10-12).

2.3.1. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin çalışması

Soğutucudaki zengin soğutucu-absorban karışımı bir pompa ile ısı değiştiricisinden geçirilerek jeneratöre gönderilir. Burada dışardan verilen ısıyla, karışım içerisindeki soğutucu buharlaştırılır. Buharın içerisinde soğutucu oranı fazla, absorban oranı daha azdır. Daha sonra buhar bir ayırıcıdan geçirilerek içerisindeki sıvı absorban % 1 ila % 5 oranına düşürülür. Elde edilen saf denebilecek soğutucu buharı kondenser içerisinde yoğunlaştırılır. Kondenserde yoğunlaşmış soğutucunun sıcaklığı çevre sıcaklığına kadar düşer. Daha sonra, sıvı haldeki soğutucu bir genleşme elemanından geçirilerek düşük basınçta buharlaştırılır. Tekrar gaz haline gelen soğutucu absorbere gelir ve ısı değiştiricisinden geçirilerek absorbere gelen fakir eriyik (ısıtıcıdaki absorban) tarafından absorblanır. Yeniden zengin eriyik oluşması ile çevrim tamamlanmış olur (2, 13).

Şekil 2.7’de soğutucu olarak H_2O ve absorban olarak $LiBr/H_2O$ çözeltisi kullanılan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi görülmektedir. Kondenser, evaporatör, ısıtıcı, ısı değiştiricisi, absorber ve kısılma vanası sistemin elemanlarını oluşturmaktadır. Pompa absorberdeki düşük basınçlı sıvı çözeltiyi alır, basıncını yükseltir ve ısı değiştiricisi yoluyla jeneratöre gönderir. Isı değiştiricisi, jeneratörden ayrılan fakir çözeltideki ısıyı kullanarak, absorberdeki çözeltinin jeneratöre gitmeden önce ısıtılmasını sağlar. Jeneratöre verilen ısı azalacağından sistemin performans katsayısı artmaktadır. Yapılan çalışmalar ısı değiştiricisinin kullanılması ile sistemin performans katsayısının % 60 oranında arttığını göstermektedir. Jeneratör içerisinde

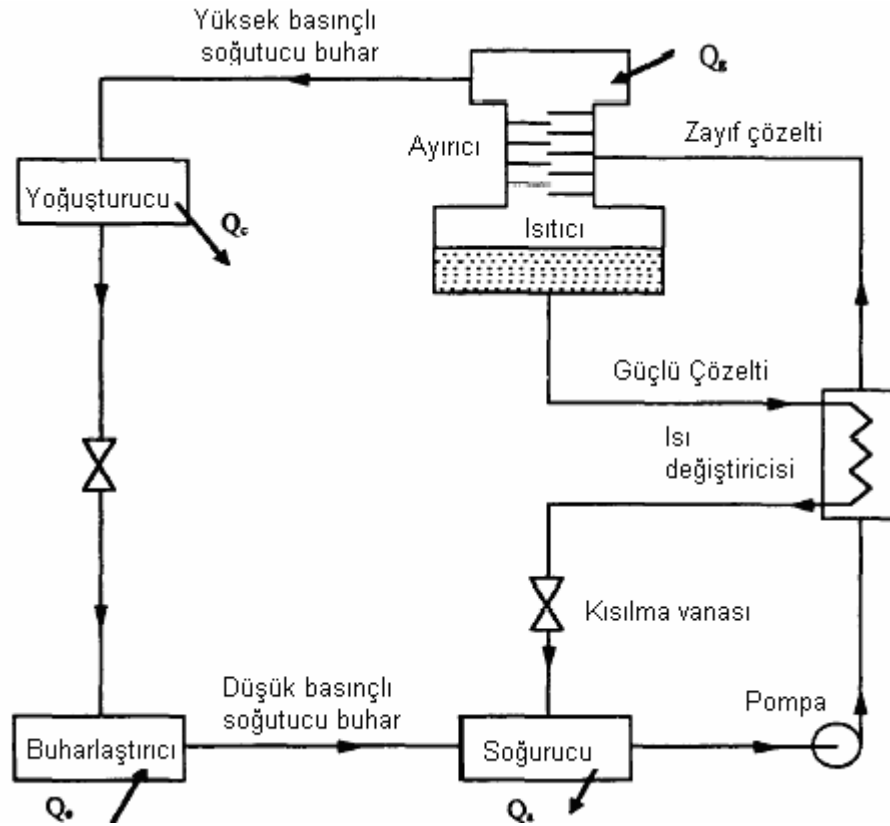
soğutucu buharlaşır. Çözelti içindeki lityum bromür uçucu olmadığı için buharlaşan soğutucu saf su buharıdır. Lityum bromür çözeltisi, ısı değiştiricisi ve kısılma vanası yoluyla absorbere geri döner. Sistemde, kısılma vanası basıncın azalmasını sağlayarak jeneratör ve absorber arasındaki basınç farkını muhafaza eder. Jeneratörden ayrılan yüksek basınçlı soğutucu buharı kondenserde yoğunlaştırılır ve kısılma vanası yoluyla evaporatöre gider. Evaporatörde, soğutulan ortamdan ısı çekilerek soğutucu düşük sıcaklıkta buharlaştırılır. Böylece soğutma etkisi gerçekleştirilir. Daha sonra düşük sıcaklıktaki soğutucu buharı evaporatörden ayrılarak absorbere gider. Absorberde soğutucu bakımından fakir çözelti tarafından emilir ve çevrim devam eder (14-17).



Şekil 2.7. LiBr/H₂O çözeltisi kullanılan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi (15)

Absorpsiyon soğutma sisteminde çalışma sıvısı olarak NH₃/H₂O çözeltisi kullanıldığında sisteme ayırıcı olarak adlandırılan bir parça daha ilave edilmektedir (Şekil 2.8). Absorban olarak kullanılan H₂O uçucu olduğu için jeneratör içerisinde soğutucu olarak kullanılan amonyak ile birlikte buharlaşmaktadır. Soğutucu içerisinde bulunan H₂O yoğunlaştırıldıktan sonra evaporatör içerisinde birikir. Evaporatör içerisindeki H₂O, buharlaşma sıcaklığını artırmasının yanı sıra sistemdeki boruların donmasına sebep olabilir. Bunun sonucunda sistem performansı azalır. Ayırıcı kullanılarak soğutucu içerisindeki H₂O, kondensere girmeden soğutucu

içersinden ayrılır. Ayırıcı kullanıldığında amonyak miktarı %99 civarında olmaktadır (15, 17).



Şekil 2.8. NH₃/H₂O çözeltisi kullanılan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi (15)

2.3.2. Absorpsiyon soğutma sisteminde kullanılan çalışma sıvıları

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansı, çalışma sıvısının kimyasal ve termodinamik özelliklerine bağlıdır. Sistemde kullanılan çalışma sıvılarından beklenen özellikler;

- Aynı basınç altında saf soğutucu ve absorbanın kaynama noktaları arasındaki fark mümkün olduğu kadar büyük olmalıdır.
- Soğutucu, jeneratör ve absorber arasındaki dolaşım oranını korumak için absorber içerisinde yüksek konsantrasyona ve buharlaşma ısısına sahip olmalıdır.

- Difüzyon katsayısı, kütle ve ısı transferi taşıma özellikleri uygun olmalıdır.
- Hem soğutucu hem de absorban düşük maliyette, çevre dostu ve paslandırmaz olmalıdır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin bulunduğundan beri $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ çözeltisi hem soğutma hem de ısıtma amacıyla yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Hem NH_3 hem de H_2O geniş bir çalışma basıncı ve sıcaklığı aralığına sahiptir. Amonyakın sistem performansı için gerekli olan gizli buharlaşma ısısı yüksektir. Ayrıca amonyakın donma noktası -77°C olduğu için düşük sıcaklıklarda da kullanılabilir.

1930'lu yıllarda $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ çözeltisi absorpsiyonlu soğutma sisteminde çalışma sıvısı olarak kullanılmaya başlanmıştır. Absorber olarak kullanılan lityum bromürün uçucu olmayışı ve soğutucu olarak kullanılan suyun yüksek buharlaşma ısısına sahip olması sistemin en önemli özellikleri arasındadır. Soğutucu olarak kullanılan suyun donma noktası 0°C olması düşük sıcaklıklarda kullanımını sınırlamaktadır. Ayrıca yüksek yoğunluklarda çözelti kristalleşme eğilimindedir.

$\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ ve $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ çözeltilerinin absorpsiyonlu soğutma sisteminde yaygın olarak kullanılmasının yanı sıra $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ - NH_3 , $\text{LiBr}-\text{ZnBr}_2/\text{CH}_3\text{OH}$ ve LiNO_3 - KNO_3 - $\text{NaNO}_3/\text{H}_2\text{O}$, $\text{LiBr}-\text{ZnBr}_2/\text{CH}_3\text{OH}$, glycerol/ H_2O , $\text{LiCl}/\text{H}_2\text{O}$ ve $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$ çalışma sıvıları üzerine çalışmalar yapılmaktadır (15).

2.4. Ejektör Soğutma Sistemi

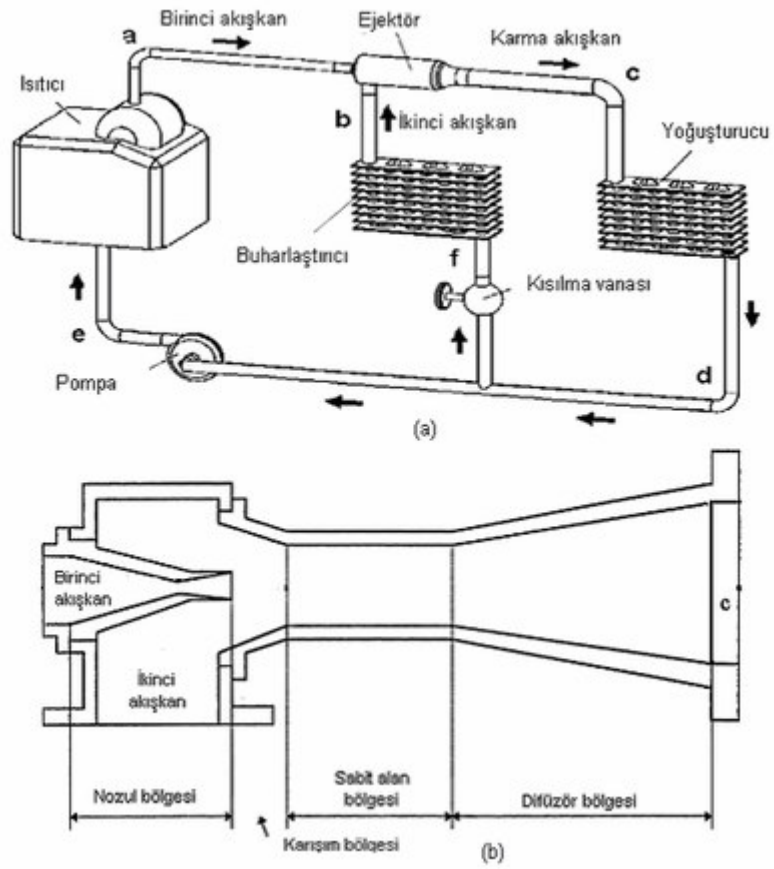
Ejektör 1901 yılında, Sir Charles Parsons tarafından icat edilmiş ve 1910 yılında, Maurice Leblanc tarafından ilk kez buhar-jet soğutma sisteminde kullanılmıştır. Ejektör soğutma sistemleri 1930 yıllarının başlarına kadar binaların soğutulması için kullanılmıştır. Daha sonra bu sistemlerin yerini mekanik kompresör kullanan sistemler almıştır. Buhar soğutmalı sistemler üzerine çalışmalar yapılmasına karşın, ejektör soğutmalı soğutma sistemi üzerine çalışmalarda devam etmektedir (18).

Ejektör soğutma sistemi buhar tesislerinin bulunduğu ve buharın ucuz olduğu yerlerdeki klima soğutmalarında tercih edilmektedir. Ayrıca sıkıştırılabilir akışkanlar için yeni bir uygulama olmayıp mühendislikte birçok uygulamada kullanılmıştır. Havacılık alanında, yanma odası basıncının düşmesi vasıtasıyla yanma sistemi yükseklik deneyinde kullanılabilir. Pompalama etkisi ısıl etkinin azaltılması için egzoz gazları ile taze havanın karıştırılmasında da kullanılabilir. Ancak bu sistemlerde en çok araştırılan alan, ejektörlerin hava araçları yakma sistemlerindeki itmeyi artırmak için uygulanmasıdır (2, 19).

2.4.1. Ejektörlü soğutma sisteminin çalışması

Ejektörlü soğutma sistemi bir ejektör, bir ısıtıcı, bir buharlaştırıcı, bir yoğuşturucu, bir kısılma vanası ve bir sirkülasyon pompasından oluşmaktadır (Şekil 2.9.a). Sistemde soğutucu akışkana ısıtıcıda, ısı verilerek yüksek basınçlı soğutucu buharı elde edilir. Isıtıcıdan ayrılan yüksek basınçlı soğutucu buharı birinci akışkan olarak adlandırılır. Birinci akışkan Şekil 2.9.b’de gösterilen ejektöre girer. Birinci akışkan, ejektör içerisindeki nozul da yüksek hız ve düşük sıcaklığa genişletildikten sonra nozuldan ayrılır. Nozul çıkışında birinci akışkan bir alçak basınç bölgesi oluşturur. Bu alçak basınç bölgesine ikinci akışkan emilir. Birinci ve ikinci akışkan ejektörün karışım bölgesinde karışır. Birinci ve ikinci akışkan karışımı difüzörde yoğuşturucu basıncına eşit oluncaya kadar genişletilir ve ejektörden ayrılır. Karışım yoğuşturucu da yoğuşturulur. Yoğuşturucudan ayrılan karışımın bir kısmı pompa vasıtasıyla ısıtıcıya giderken, diğer kısmı bir kısılma vanası aracılığı ile buharlaştırıcıya gelir. Buharlaştırıcıda karışım buharlaştırılarak soğutma etkisi sağlanmış olur (20-22).

Düşük maliyeti, yapısının basit olması, çok yönlü soğutma sıvılarının kullanılması, hareketli parçaların az olması ve düşük bakım maliyetleri ejektör soğutma sistemin avantajlarını oluşturmaktadır. Ancak ejektör soğutma sistemlerinin performans katsayıları küçüktür (23).



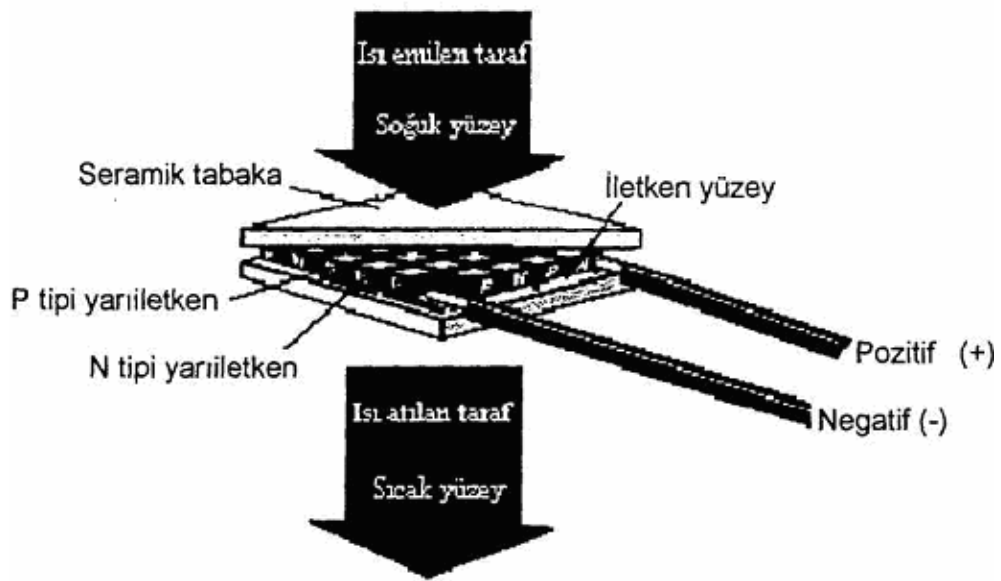
Şekil 2.9. Ejektörlü soğutma sistemi (a) sistemin yapısı, (b) ejektörün yapısı (20).

Ejektör soğutma sisteminin performansı sistemde kullanılan çalışma sıvılarının termodinamik özelliklerine bağlıdır. Ejektör soğutma sisteminde soğutma sıvısı olarak su ve halokarbon bileşikler kullanılabilir (18).

2.5. Termoelektrik Soğutma

1821 yılında Thomas Seebeck, farklı malzemeden oluşan iki metali kapalı bir devre olacak şekilde birleştirmiş ve uçlardan birini ısıttığında elektrik akımının oluştuğunu gözlemlemiştir. 1834 yılında J. C. A. Peltier farklı metallerden oluşan bir elektrik devresinden akım geçirildiğinde, akımın yönüne göre, uçlarda ısınma ve soğuma meydana geldiğini gözlemlemiştir (7, 19).

Termoelektrik soğutma sistemlerinde, buhar soğutmalı soğutma sistemlerindeki gibi kompresör, yoğunlaştırıcı, genleşme vanası, buharlaştırıcı ve soğutucu akışkan kullanılmaz (Şekil 2.10). Termoelektrik soğutma sistemi, iki seramik dilim arasında iki farklı tip yarı iletken malzemenin birbirine elektriksel olarak seri, termal olarak paralel sıkıştırılarak monte edilen bir mikro modül ve doğru akım sağlayan bir güç kaynağından oluşmaktadır (23).



Şekil 2.10. Termoelektrik soğutma sistemi (23)

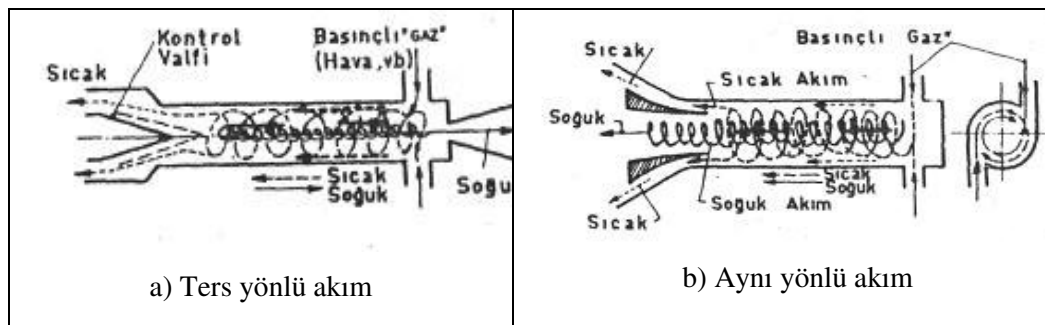
Hareket eden parçası olmaması yönünden diğer soğutma çevrimlerinden farklıdır. Ancak, performans katsayısının mevcut metal çiftleri ile çok düşük seviyelerde kalması sistemin ticari soğutma maksadıyla kullanılmasını ekonomik yönden mümkün kılmamaktadır. Bugün kullanılan metal çiftler negatif kutup için; Bizmut-Teleryum ve Selenyum'un alaşımları pozitif kutup için; Bizmut, Teleryum, Antimuan alaşımları olup bunlarla dahi normal soğutma uygulamalarındaki çalışma sıcaklıklarında, kompresörlü bir sisteme oranla beşte bir seviyesinde bir performans katsayısı elde edilebilmektedir (19).

Hareket eden parçanın olmayışı yanında, gürültü, titreşim, aşınma, eskime, soğutucu ve yağ sızıntısı gibi istenmeyen unsurları bulundurmaması, kapasite ve sıcaklık

kontrolünün akım şiddeti ile azaltılıp çoğaltılarak kolayca yapılabilmesi, yer çekiminin çok az veya çok yüksek olduğu ortamlarda ve geometrik her pozisyonda etkilenmeden çalışabilmesi bu sistemin uzay araçlarında kullanılmasının istenir hale getirmiştir. Bu uygulamalarda, elektrik akımı güneş pilleriyle sağlanmakta olup sıcak uçlardaki ısı, güneşin aksi tarafındaki uzay boşluğuna baktırılan radyasyon plakalarıyla atılır. Böylece oldukça yüksek performans katsayılarına ulaşabilmektedir. Bu sistemin diğer bir özelliği de, istenildiğinde ısıtma ve soğutma işlemleri için kullanılabilmektedir (19).

2.6. Vorteks Tüpü İle Soğutma

Hareket eden parçası bulunmayan, basit bir borudan ibaret olan bu soğutma şekli, bulucusu George Ranque(1931) ve geliştiricisi Rudolp Hilsih'in adlarıyla alınır. Boruya, dışarıdan teğetsel şekilde verilen basınçlı gaz ses hızına yakın bir hıza ulaşır ve boruyu terk ederken dış zarfa yakın kısımlarda sıcak, çekirdek kısmında(eksene yakın) ise soğuk akımlar haline geldikten sonra boruyu terk ediş yönüne göre 'Aynı yönlü akım' ve 'Ters yönlü akım' adlarıyla adlandırılır (Şekil 2.11). Bu soğutma çevriminde oldukça düşük sıcaklıklar elde edilebilmektedir. Soğutulan hava yaklaşık -34°C 'ye düşerken sıcak kısım $+33^{\circ}\text{C}$ 'ye çıkmaktadır (19).

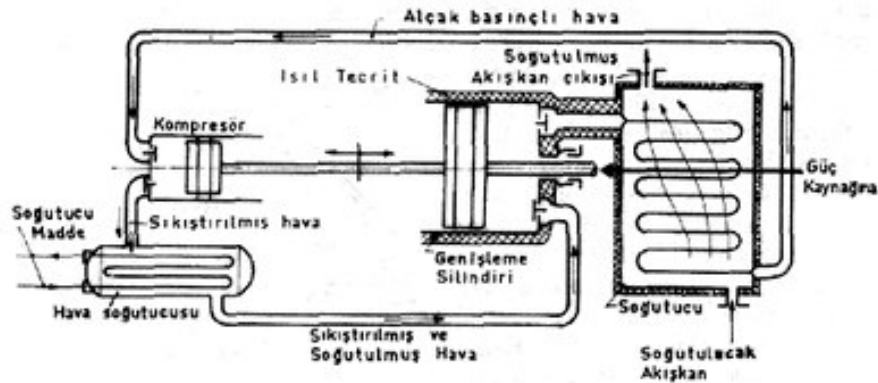


Şekil 2.11. Vorteks tüpü (19)

2.7. Hava Soğutma Çevrimi

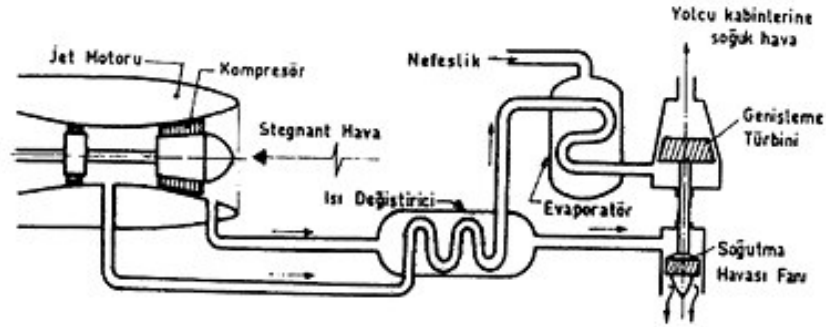
Diğer soğutma çevrimlerinden farklı olarak, hava soğutma çevriminde, soğutucu akışkan tüm sistemde daima gaz halinde kalır ve hiç sıvılaşmaz. Hava soğutma çevrimi açık sistem (soğutkan hava, devamlı atmosferden alınıp çevrimde soğutulduktan sonra kullanılır) veya kapalı sistem (hapsolunmuş olan hava çevrimden dışarı çıkamaz) prensibine göre çalışır. Hava soğutma çevriminin prensip şeması Şekil 2.12’de gösterilmiştir.

Burada, genişleme silindiri hem genişleme valfi görevini yapmakta hem de kompresör için gerekli sıkıştırma gücünün bir kısmını sağlamakta ve böylece güç gereksinimi azalmaktadır.



Şekil 2.12. Hava soğutma çevrimi (19)

Hava soğutma çevriminin 2.12’deki şekliyle uygulanması düşük performans katsayısı vermesi nedeniyle artık kullanılmamaktadır. Bunun yerine, son yıllarda uçakların yolcu hacimlerini klimatize etmek için Şekil 2.13’de verilen sistem uygulanmaktadır. Gerek ekipmanın hafif olması, gerekse soğutkan madde görevi yapan havanın tüm çevrimde gaz halde bulunması sistemin genel özellikleri arasında yer almaktadır (19).



Şekil 2.13. Basit hava çevriminin Jet Motoruna uygulanışı (19)

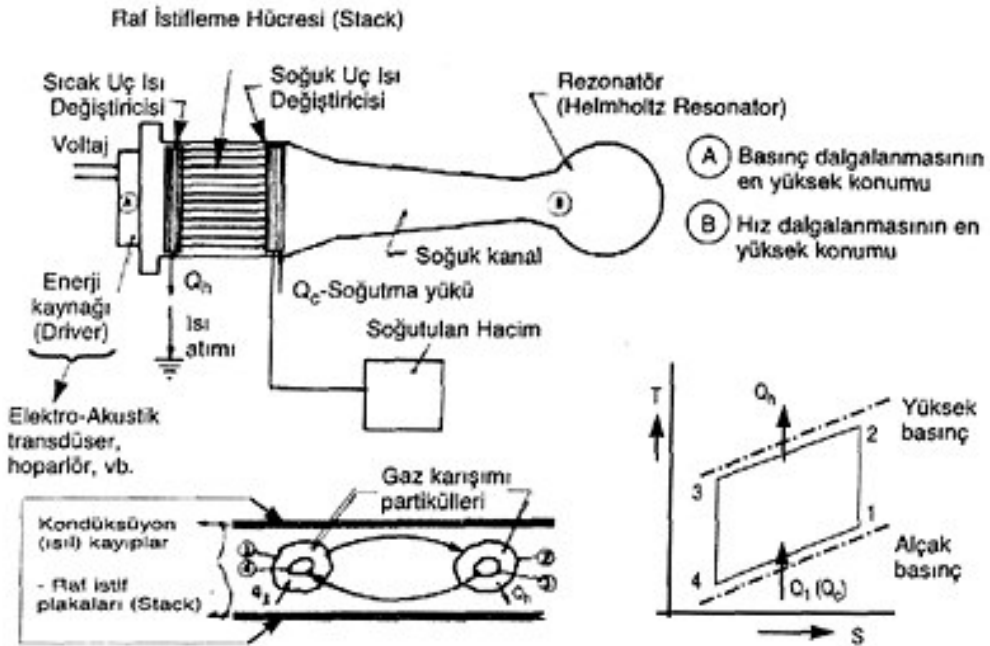
2.8. Termoakustik Soğutma

1850 yılında boru ile camın şişirilmesi sırasında bazen üfleme borusunun ağzında sesler duyulması olayının ilk defa Sondhaus tarafından fark edilmesiyle ortaya çıkmıştır. Daha sonra Raleigh tarafından bu konuda çalışmalar yapılmış ve Termoakustik etki adını vermiştir. 1992 yılında, Garret ve Hoffler soğutucu cihazı dizayn ve imal etmişlerdir.

Termoakustik bir soğutucu 4 kısımdan meydana gelmektedir. Bunlar;

1. Raf istifleme hücresi: Gözenekli malzemeden yapılmış paralel plakalar veya ince masif malzemeden haddelenerek spiral haline getirilmiş yapraklar şeklindedir.
2. Sıcak ve soğuk uç ısı değiştiricileri: Kanatlı boru, paralel plakalar, örgülü levha, metalik yapı, vs. şeklindedir.
3. Rijit ve sızdırmaz şekilde tertiplenmiş bir boru: Genellikle uç kısmına da bir rezonatör yerleştirilerek cihazın boyunun küçültülmesi ve ayrıca aşırı basınç kayıplarının önlenmesi sağlanmaktadır.
4. Akustik enerji kaynağı: Elektro akustik transdüser, vb akustik enerji kaynağı olarak kullanılmaktadır. Ayrıca cihazın içinde hapsolunmuş vaziyette ideal gaz konumuna yakın özelliklerde bir gaz karışımı bulunmaktadır.

Enerji kaynağı, sistemde rezonansı sağlayacak frekansta çalıştırılmak suretiyle oldukça yüksek seviyede bir basınç dalgalanması meydana getirilir ve bununla içeride hapsolünmüş durumdaki gaz karışımının raf istifleme ünitesi içinde sıcak ve soğuk uç ısı değiştiriciler arasında ileri-geri salınımlar yapması gerçekleşmiş olur. Akustik etkiyle hareketlendirilen akışkan partiküllerden raf istifleme hücreesindeki plakalar yüzeyine yakın olanlar ters Brayton çevrimine benzer bir çevrimle ısıyı soğuk uç ısı değiştiriciden sıcak uç ısı değiştiricisine doğru taşımaya başlar. Yani soğutucu akışkan hava çevriminde olduğu gibi hep gaz halinde bulunmaktadır ve buhar sıkıştırma çevrimindeki gibi sıvılaşması ve buharlaşması söz konusu olmamaktadır. Diğer bir deyişle gaz partikülleri kendi içlerinde bir sıkıştırma-genişleme işlemi ortaya koymaktadır (Şekil 2.14).

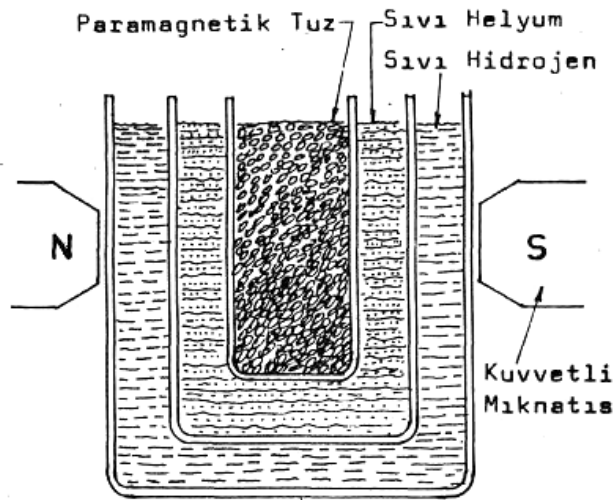


Şekil 2.14. Termo-akustik soğutma sistemi (19)

Termoakustik soğutmada soğutma cihazının kapasitesi, elektro-akustik transdüsera verilen voltajın değiştirilmesi suretiyle ayarlanabilmektedir. Çevreye uyumu, kapasite kontrolünün kolaylığı, sızdırmazlık probleminin olmayışı, sessiz bir şekilde çalışması termo-akustik soğutmanın üstünlüklerini oluşturmaktadır (19).

2.9. Paramagnetik Soğutma

Mutlak sıfır sıcaklığa yakın seviyelerdeki sıcaklıklara ulaşılmasını sağlamak amacıyla araştırmacılar tarafından kullanılan bir soğutma şeklidir. Bir paramagnetik¹ madde önceden aşırı derece soğutulduğunda, diğer maddelerde olduğu gibi moleküllerinin ısı iletimi çok azalır. Bu konumda şiddetli bir magnetik alana sokulduğunda, paramagnetik tuz moleküllerinin elementer birer magnet durumuna geldiği düşünülebilir. Bunu takiben, paramagnetik maddeye uygulanan magnetik alan kaldırıldığında, ısı alışverişi olmadığından paramagnetik tuzun sıcaklığı aşırı derece düşmektedir. Deneylerle bu şekilde 0,001 K sıcaklıklarına ulaşılması mümkün olmaktadır. Bu olayı, moleküler seviyede bir sıkıştırma çevrimine benzetmek mümkündür.



Şekil 2.15. Paramagnetik soğutma (19)

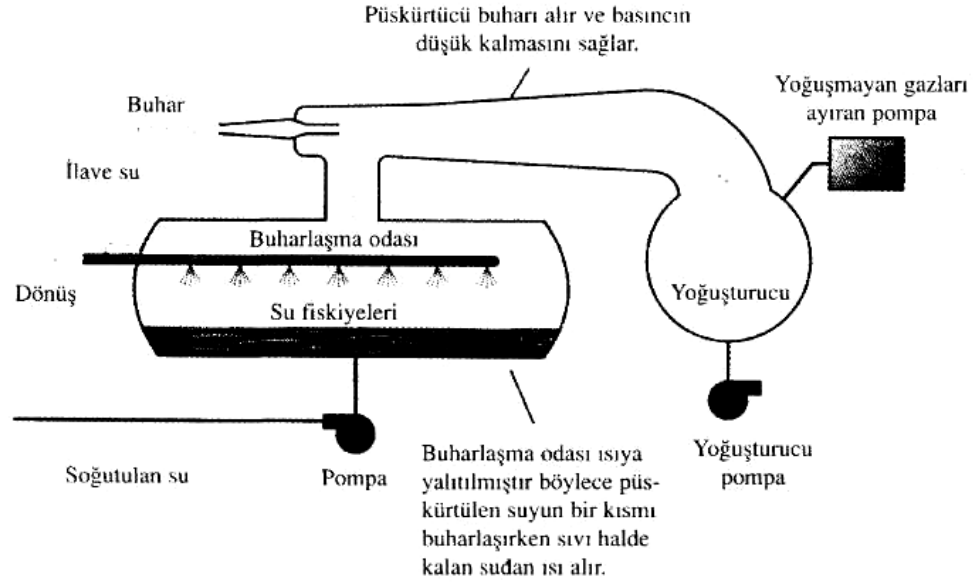
Bu soğutma işleminin yapılmasında, paramagnetik tuzun ön soğutması sıvı hidrojen ve sıvı helyum'un buharlaştırılması suretiyle sağlandıktan sonra kuvvetli bir magnetik alanın oluşturulması elektro miknatislarla sağlanmakta ve magnetik alan ani olarak kaldırılıp paramagnetik tuzun sıcaklığının düşürülmesi sağlanmaktadır. Bilhassa madenlerin mutlak sıfır sıcaklıklarındaki ısı ve elektriksel iletkenliklerinin araştırılmasında bu soğutma usulünden yararlanılmaktadır (19).

¹ Miknatis tarafından çekilmeyen maddeler.

2.10. Buhar Jeti İle Soğutma

0 °C'nin üzerindeki sıcaklıklarda çalışan soğutma sistemleri için su, uygun bir soğutucu akışkandır. Ancak düşük sıcaklıktaki su buharının özgül hacmi büyük olduğundan, büyük boyutlu kompresörleri kullanılması gerekmektedir. Bu sistemlerde merkezkaç kompresörleri kullanılmaktadır. Fakat büyük miktarda buhar gereksinimine karşılık, aynı debi ve basınç oranında, buhar jeti püskürtücülerinin kullanılması daha ucuza mal olmakta ve bakım giderlerini azaltmaktadır.

Şekil 2.16'da suyun buhar jeti püskürtücüsü ile soğutulması gösterilmektedir. Soğutulmak istenilen su, buharlaşma odasına püskürtülür. Püskürtülen suyun bir kısmı buharlaşır. Buharlaşan su püskürtücü tarafından alınır, böylece buharlaşma odasındaki basıncın düşük kalması sağlanır. Püskürtülen suyun bir kısmı buharlaşırken, sıvı halde kalan kısımdan ısı alır, böylece sıvı haldeki su soğutulmuş olur. Suyun bir bölümü buharlaşarak kaybolduğu için su ilave edilmesi gerekmektedir. Püskürtücüden çıkan su kondensere girer. Kondenser basıncını kullanan soğutma suyunun sıcaklığı belirler. Bu basınç genellikle atmosfer basıncından düşük olduğundan hava ve diğer yoğunlaşmayan gazları ayırmak için pompa kullanılması gerekir. Buhar jeti ile soğutma sistemi yeterli buhar ve soğutma suyunun sağlanabildiği iklimlendirme tesisleri için uygundur (24).



Şekil 2.16. Buhar-jet soğutma sistemi (24)

3. SOĞUTUCU SİSTEMİN GENEL ELEMANLARI

3.1. Kompresörler

Soğutma devrelerinde kompresör, evaporatördeki alçak basınç ve buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçta olan kondenser kısmına gönderen iş makineleridir. Kompresörler genellikle elektrik motorları ile tahrik olunurlar. Yer değiştiren bazı tesislerde içten yanmalı kuvvet makineleri de kullanılmaktadır. Tahrik doğrudan doğruya olduğu gibi genellikle gücün büyüklüğüne göre bir veya daha fazla V kayışlı kayış-kasnak mekanizması ile de sağlanmaktadır. İdeal bir kompresörde şu özellikler beklenmektedir (19, 25, 26).

- a. Sürekli bir kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimi-çalışma rejimine uyabilme,
- b. İlk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğunca az olması,
- c. Verimlerinin kısmi yüklerde düşmemesi,
- d. Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenilirliği muhafaza etmesi,
- e. Titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklerde ve değişik şartlarda belirli seviyenin üstüne çıkmaması,
- f. Ömrünün uzun olması ve arızasız olması,
- g. Daha az bir güç harcayarak birim soğutma değerini sağlayabilme,
- h. Maliyetinin mümkün olduğu kadar düşük olması.

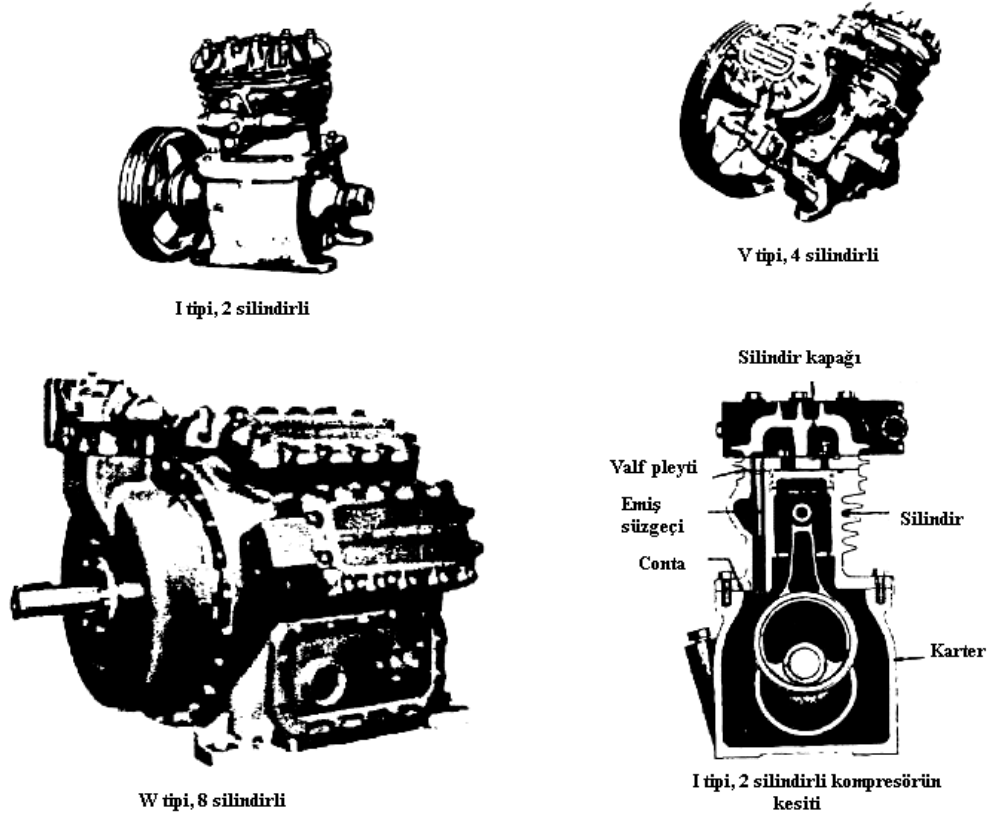
Genel yapılarına göre soğutma kompresörleri şu şekilde sınıflandırılabilir (19);

- 1. Pozitif sıkıştırırmalı kompresörler
 - a. Pistonlu kompresörler
 - b. Paletli dönel kompresörler
 - c. Vida tipi dönel kompresörler
 - d. Çift spiralli (Scroll) kompresörler
 - e. Trokoidal (Trochodial) kompresörler
- 2. Santrifüj kompresörler

3.1.1. Pistonlu kompresörler

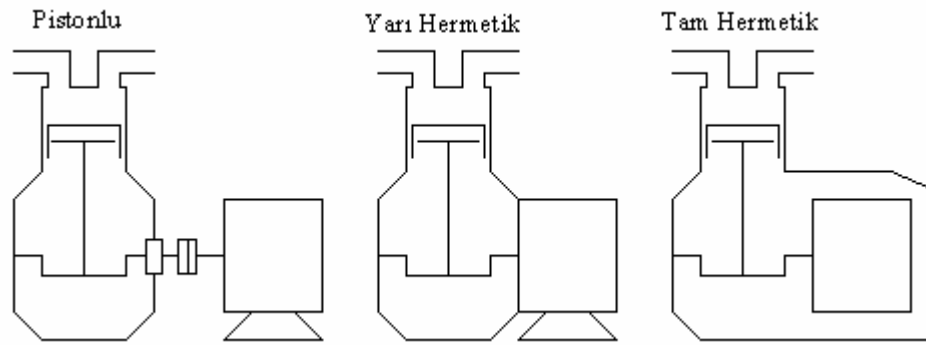
Pistonlu kompresörlerde silindir içerisinde gidip gelme hareketi yapan bir pistonla sıkıştırma işlemi gerçekleştirilir. Tahrik motorunun dairesel hareketi bir krank-biyel mekanizması ile doğrusal harekete çevrilir. Günümüzde pistonlu soğutma kompresörleri genellikle tek etkili, yüksek devirli ve çok sayıda silindirli makineler olup açık tip veya hermetik tip motor-kompresör şeklinde dizayn ve imal edilmektedirler.

Açık tip pistonlu kompresörler silindir tertip şekillerine göre düşey, I, W ve V şeklinde 1 ile 16 silindirli ve tek etkili olmaktadır (Şekil 3.1). Yatık ve tek etkili kompresörler kullanılmamaktadır (19).



Şekil 3.1. Silindir tertip şekillerine göre pistonlu kompresörler (19)

Hermetik kompresörler tam ve yarı hermetik olmak üzere iki sınıfa ayrılmaktadır (Şekil 3.2). Tam hermetik kompresörlerde silindir, biyel, tahrik için kullanılan elektrik motoru ve yağ kısmı tamamen kapalı ve sızdırmazlığı tam olan çelik kap içinde bulunurlar. Tam hermetik kompresörler kapalı kap şeklinde olduğundan dış zorlanmalara karşı dayanıklı, soğutucu akışkan kayıpları az ve gürültüsüz çalışma özelliklerine sahiptirler. Tam hermetik kompresörlere nazaran yarı hermetik kompresörler büyük soğutma yüklerine ihtiyaç duyulan yerlerde tercih edilmektedir. Silindirlerin bulunduğu kısım ile tahrik için kullanılan elektrik motorunun bulunduğu kısım birbirine cıvatalar ile tespit edilerek bir bütün gövde görünümü teşkil edilmektedir.

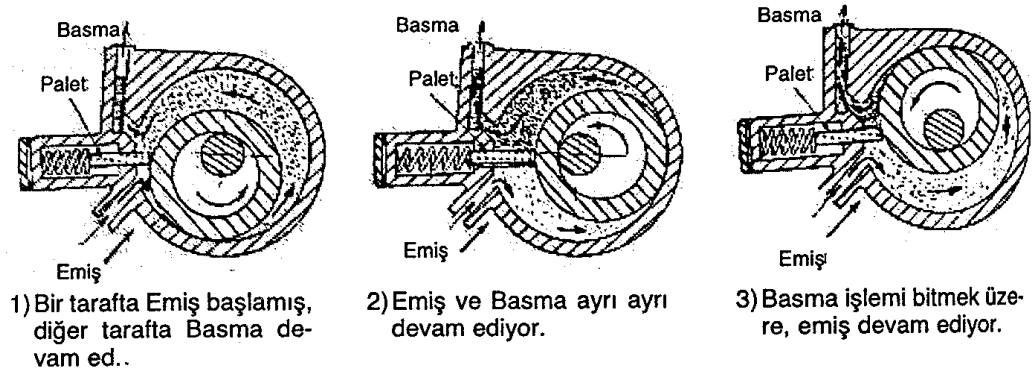


Şekil 3.2. Pistonlu, yarı ve tam hermetik kompresörlerin tahrik şekilleri (25)

3.1.2. Paletli tip kompresörler

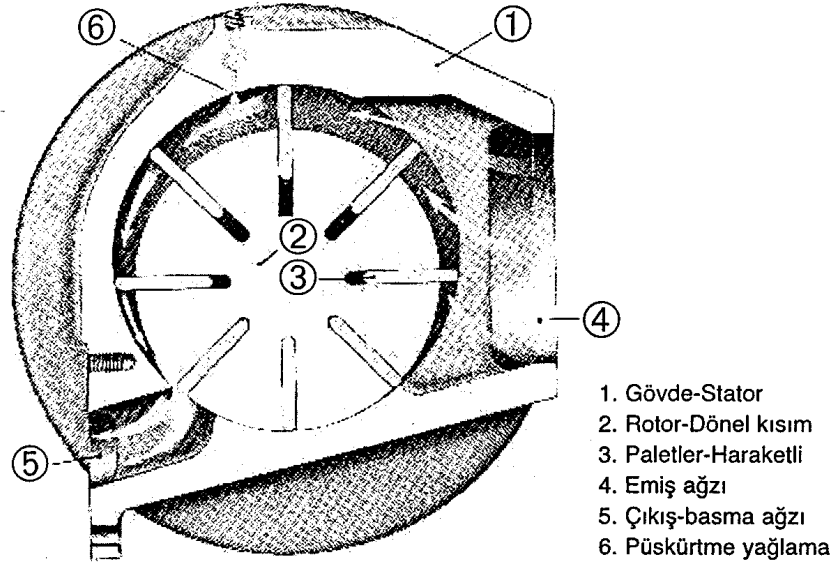
Döner tip kompresörler, pistonlu tip kompresörün gidip gelme hareketi yerine sıkıştırma işlemi yaparken dönme hareketini kullanırlar. Bu dönme hareketinden yararlanma şekli tek ve çift dişli, tek paletli ve çok paletli olabilir.

Tek dönmeyen paletli tip kompresörler, küçük kapasiteli ve tam kapalı-hermetik tip motor-kompresör tasarımlarında uygulanmaktadır. Bu tip paletli dönel kompresörlerde palet dış gövdeye yerleştirilmiştir ve dönel harekete katılmaz, sadece dönel rotorun eksantrik hareketini takip ederek doğrusal hareket yapar (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Tek dönmeyen paletli tip kompresör (19)

Çok paletli dönel kompresörlerde paletler, rotorla birlikte dönel harekete katılırlar. Bu tip kompresörler, aynı kapasitedeki diğer tip kompresörlerden daha küçük boyutlu ve dayanıklı olmaları nedeniyle düşük evaporasyon sıcaklıklarında kullanılabilmektedir (Şekil 3.4).



Şekil 3.4. Çok paletli dönel kompresör (19)

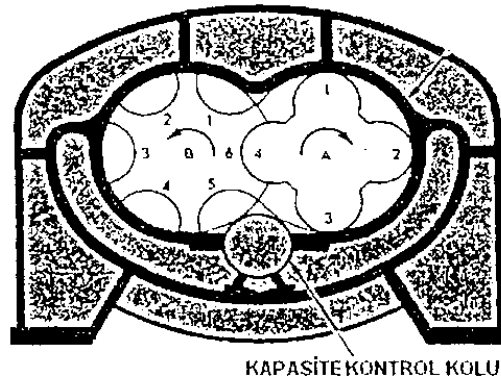
Dönel hareketli paletli kompresörlerde en önemli husus; birbirine temas ederek hareket eden parçaların yüzey düzgünlükleri ve çalışma boşluklarının mümkün olduğu kadar az olması, aşınmaların asgari seviyede tutulmasını sağlayacak şekilde

iyi bir yağlama yapılmasıdır. Bu tip kompresörlerde sızdırmazlık hidrodinamik etkiyle kontrol altında tutulur. Hidrodinamik etkiden kastedilen veya bunu meydana getiren faktörler, çalışma boşlukları, rölatif hareket hızları, yağlama yağının viskozitesi ve parçaların yüzey düzgünlükleridir. Dönel kompresörlerde ölü hacim çok küçük yapılabildiğinden volümetrik verim çok yüksektir (27).

3.1.3. Vida tipi dönel kompresörler

Vidalı kompresörler su/su ısı pompalarında tercih edilirler ve 40.000 ile 450.000 kcal/h kondenser kapasiteleri için uygundur.

Vidalı kompresörlerde, pistonlu kompresörler gibi müstakil veya yarı hermetik olarak imal edilirler. Şekil 3.5’de vidalı bir kompresörün şekli görülmektedir. Vidalı kompresörler, iki adet helikoidal vida arasında emilen gaz akışkanı diğer tarafa basarlar. Devir sayıları 3000 d/dk olduğu için montajları büyük hassasiyet gerekmektedir (25).

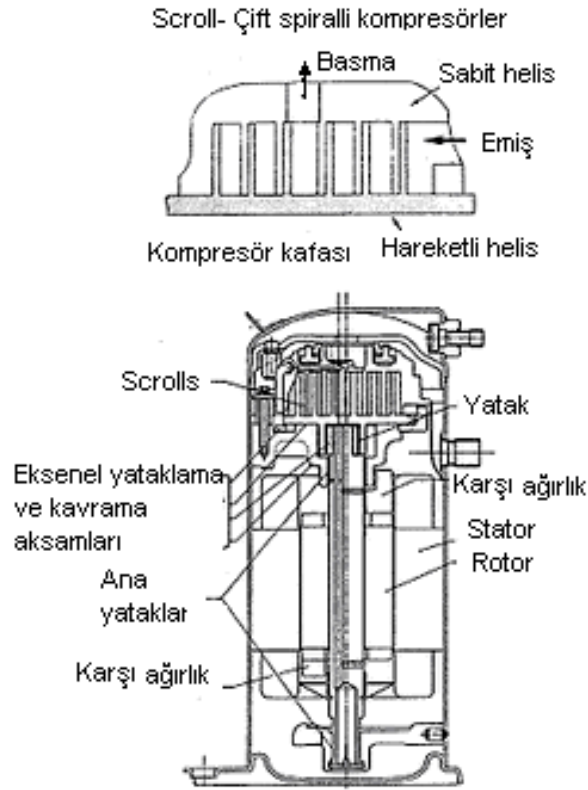


Şekil 3.5. Vidalı kompresörler (27)

3.1.4. Çift spiralli (scroll) kompresörler

Çift spiralli kompresörler birisi sabit diğeri uydu şeklinde dönen ve dar tolerans aralıkları ile çalışan iki spiral elemandan oluşmaktadır (Şekil 3.6). Aşırı sıvı

oranlarına dayanıklı olmaları, daha yüksek verime sahip olmaları, ses ve titreşim seviyelerinin düşük olması gibi avantajlara sahip bulunmaktadır. Bu tip kompresörlerde sızdırmazlığın sağlanabilmesi için imalatın yakın toleransla yapılması, aşınmaya dayanıklı malzeme kullanılması, yataklanmanın ve yağlama işleminin iyi yapılması gerekmektedir (19).



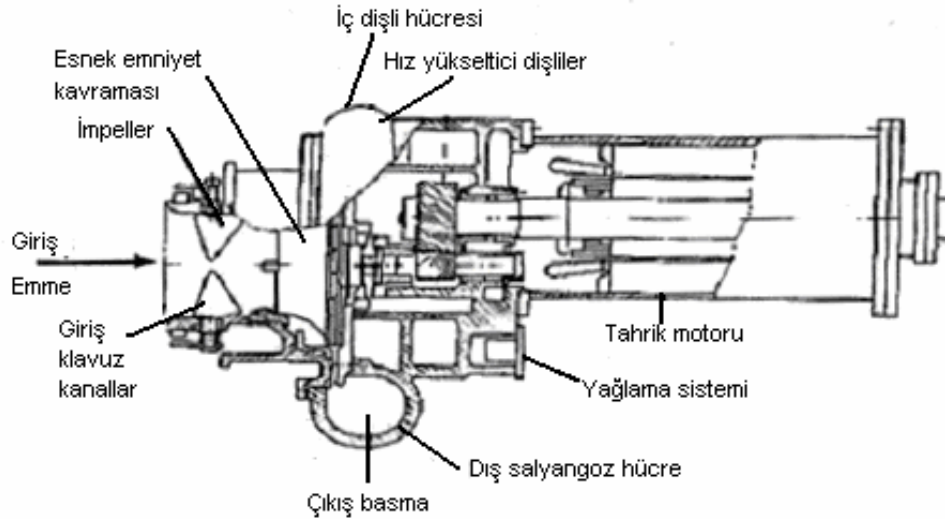
Şekil 3.6. Çift spiralli-Scroll kompresörler (19)

3.1.5. Trokoidal (trochoidal) kompresörler

Trochoidal kompresörler, pozitif sıkıştırırmalı ve değişik tertip şekillerine sahip olan makinelerdir. Trochoidal yüzeyler dairesel olup birinin diğerinin içinde veya dışında dönme hareketi yapması ile Epitrochoid veya hypotrochoid sıkıştırma meydana getirmektedir. Bu tip kompresörlerin daha az hareketli parçadan oluşması ve sürtünmenin daha az olması nedeniyle mekanik verimi yüksektir (19).

3.1.6. Santrifüj kompresörler

Bu tip kompresörlerin pistonlu, dönel paletli ve vida tipi kompresörlerden farkı pozitif sıkıştırma işlemi yerine santrifüj kuvvetlerden faydalanarak sıkıştırma işlemi yapmasıdır. Santrifüj kompresörlerle özgül hacmi yüksek olan akışkanların hareket ettirilmesi mümkün olduğu için sık sık derin soğutma işlemlerinde uygulandığı görülmektedir. Santrifüj kuvvetlerin büyüklüğü hızların karesi ile doğru orantılı olduğundan giriş-çıkış basınç farklarının büyütülmesi devrin artırılmasıyla, rotor çapının büyütülmesiyle veya kademe sayısının artırılması ile sağlanabilmektedir. Bu nedenle santrifüj kompresörlerde nadiren de olsa 90.000 d/min gibi çok yüksek rotor devirlerine rastlamak mümkündür. Bu yüksek devirlerin sağlanması için tahrik motoru ile kompresör mili arasına devri yükseltici bir dişli kutusu konulur. Yüksek devirli buhar ve gaz türbinleri ile direk akupile şekilde tahrik edilen santrifüj kompresörlere uygulamada rastlamak mümkündür. Genel olarak tahrik gücü elektrik motoru ile sağlanmaktadır (27).



Şekil 3.7. Tek kademeli santrifüj-motor kompresör (19)

3.2. Kondenser (Yoğusturucu)

Kondenserler, kompresörden kızgın buhar olarak basılan soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı, yoğuştuğu ve aşırı soğutma halinde de soğutulduğu ısı değıştiricileridir (24).

Kondenserleri su soğutmalı kondenserler, hava soğutmalı kondenserler ve evaporatif kondenserler olmak üzere üç grupta sınıflandırabiliriz.

3.2.1. Su soğutmalı kondenserler

Su soğutmalı kondenserler özellikle temiz suyun bol, ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilmektedir.

Su soğutmalı kondenserlerin dizaynı ve uygulamasında; boru malzemesinin ısı geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, kanatlı boru kullanıldığında kanat verimi, su devresinde basınç kaybı, soğutkanın aşırı soğutulmasının seviyesi gibi hususlar göz önünde bulundurulur. Su ile soğutmalı kondenserler değişik şekillerde ve konstrüksiyon da yapılmakta olup genel tipleri şunlardır (19);

1. Dik tertip boru /Dış zarf tipi
2. Yatık tertipli boru/Dış zarf tipi
3. Helisel serpantin/Dış zarf tipi
4. İç içe çift boru tipi
5. Atmosferik tip

3.2.2. Hava soğutmalı kondenser

Hava soğutmalı tip kondenserler özellikle 1 Hp'ye kadar kapasitedeki gruplarda istisnasız denecek şekilde kullanılmaktadır. Hava soğutmalı kondenserler tabii dolaşımli ve zorlanmış dolaşımli olmak üzere ikiye ayrılırlar. Tabii dolaşımli hava soğutmalı

kondenserlerde sıcaklık farkından dolayı dolaşım sağlanır. Zorlanmış dolaşimli hava soğutmalı kondenserlerde, kondenseri yalayan hava bir vantilatörle sağlanır. Soğuk hava vantilatör yardımı ile borular üzerinden üflenerek, borular içindeki soğutucu akışkan yoğunlaştırılır. Hava soğutma tip kondenserler, basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşük olması ve bakımlarının kolay olması nedeniyle tercih edilirler (19,26).

3.2.3. Evaporatif kondenser

Hava ve suyun etkisinden birlikte yararlanılması esasına dayanılarak yapılan evaporatif kondenserler; bakım ve servis güçlükleri, çabuk kirlenmeleri ve sık sık arızalanmaları nedeniyle daha az kullanılmaktadır (19).

3.3. Evaporatör (Buharlaştırıcı)

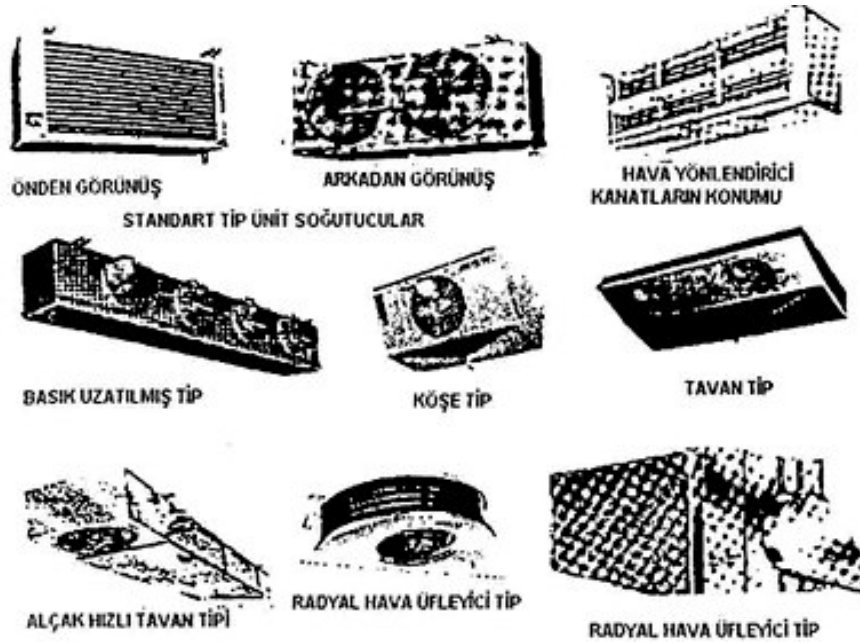
Evaporatör veya soğutma serpantini, soğutma sisteminde, ısının maddeden çekildiği bölümdür. Soğutucu, evaporatörün kanallarına girince ısıyı, soğutulan maddeden soğurur, ısıyı absorbe ederken de kaynamaya başlar ve buharlaşır. Evaporatörler soğutkanın iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlayacak, iyi bir ısı geçişini sağlayacak, giriş ve çıkıştaki basınç farkını asgari düzeyde tutacak şekilde dizayn edilmelidir. Uygulama özelliklerine göre evaporatörler; hava, sıvı ve katı soğutucu olmak üzere üç ana grupta toplanabilir.

3.3.1. Zorlanmış hava sirkülasyonlu evaporatörler

Zorlanmış hava sirkülasyonlu evaporatörler, daha az ısı geçiş alanı ile daha yüksek kapasiteler sağlayabilmektedir. Erfors adıyla anılan bu tür soğutucular ünit soğutucu diye de adlandırılmakta ve hava hareketi çoğunlukla aksiyal bazen de radyal tip vantilatörlerle sağlanmaktadır.

Bu tip evaporatörleri alçak hızlı soğutucular (hava hızı 1-1.5 m/s), orta hızlı soğutucular (2.5-4 m/s), yüksek hızlı soğutucular (4-10 m/s) olmak üzere üç ana grupta toplamak mümkündür. Fazla hava hareketi sakıncalı olan uygulamalarda alçak hızlı soğutucular

kullanılmalıdır. Orta hızlı soğutucular genel soğutma uygulamalarında en sık kullanılan cihazlardır. Yüksek hızlı soğutucular ise hızlı soğutma istenilen yerlerde kullanılmaktadır. Şekil 3.8’de zorlanmış tip buharlaştırıcılar görülmektedir.



Şekil 3.8. Çeşitli zorlanmış tip evaparatörler (19)

Bir soğutulmuş hacimde sıcaklığın en düşük olduğu yer şüphesiz evaparatörün yüzeyidir. Bu nedenle oda nemi yeterli seviyede yüksek ise oda havası evaparatör üzerinden geçerken çiğ noktası sıcaklığının altına düşerek içerisindeki nem yoğunlaşmaya başlayacaktır. Hatta evaparatör yüzey sıcaklığı $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’nin altında ise bu nem donacaktır. Oda sıcaklığı ile buharlaşma sıcaklığı farkını belirli sınırların altında tutmak suretiyle oda rölatif nemini de belirli bir seviyede tutmak mümkündür (27).

3.3.2. Sıvı soğutucu evaparatörler

Gerek klima gerekse endüstriyel soğutma uygulamalarında sık sık kullanılan bu tip evaparatörler soğutucu akışkanın daha iyi kontrolü ve daha emniyetli çalışması yönünden çok iyi sonuçlar verebilmektedir. En çok kullanılan çeşitleri şunlardır (19).

Sıvı taşımali düz boru- dış zarf tipi evaporatörler

Bu tip evaporatörlerde soğutucu akışkan bir boru demetinin dışında bulunur. Boru demetinin içinden soğutulacak akışkan geçer. Soğutucu sıvı ile bu sıvı içine daldırılmış olan boru demeti beraberce bir dış zarf ile çevrilmiştir. Soğutucu sıvı soğutulacak akışkanın ısını alarak buharlaşırken eksilen soğutucu akışkan yerine sıvı soğutucu akışkan belirli bir seviyede muhafaza edilir. Buharlaşan soğutucu akışkan kompresör tarafından emilerek tekrar yoğuşturucuya basılır (27).

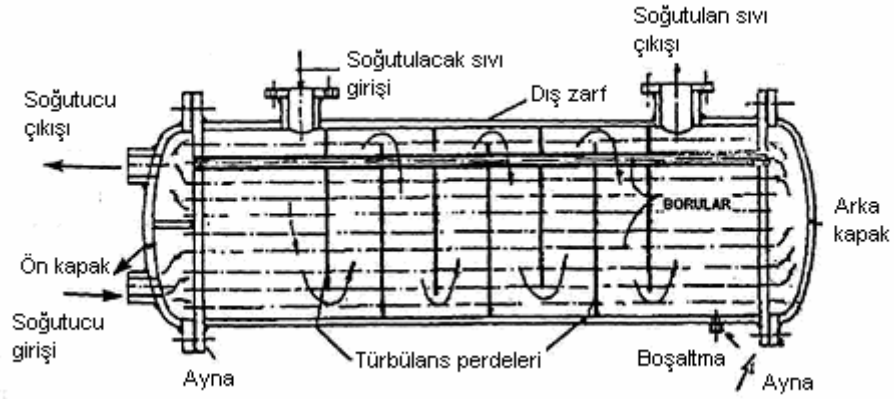
Püskürtmeli tip evaporatörler

Püskürtmeli tip evaporatörlerde soğutulan boru demeti soğutucu akışkana daldırılmıştır. Bir pompa sıvı haldeki soğutucu akışkanı bir meme grubuna basarak borular üzerine püskürtür. Buradan ısıyı alarak soğutucu akışkanın bir kısmı buharlaşarak emiş borusu aracılığı ile taşınarak kompresöre iletilir. Sıvı halde kalan soğutucu akışkan tekrar aşağı seviyede toplanıp pompaya tekrar basılır.

Isı geçiş yüzeyini meydana getiren boru demetinde iyi bir ıslaklık ve iyi bir ısı geçişi sağlanabilmesi için püskürtülen soğutucu akışkanın miktarının yüksek olması gerekir. Püskürtmeli tip-boru dış zarf evaporatörlerin sıvı taşımali tipe nazaran en belirgin üstünlüğü sıvı soğutucu akışkanın seviyesinin çok az oluşu sebebiyle sıvı soğutucu akışkanın besleyişinin bir sıvı sütununa karşı olmayışı ve dolayısıyla daha düşük yoğuşma basınçlarının yeterli oluşudur. Bu husus bilhassa derin soğutma uygulamaları için önemlidir (27).

Direkt genleşmeli boru-dış zarf tipi evaporatörler

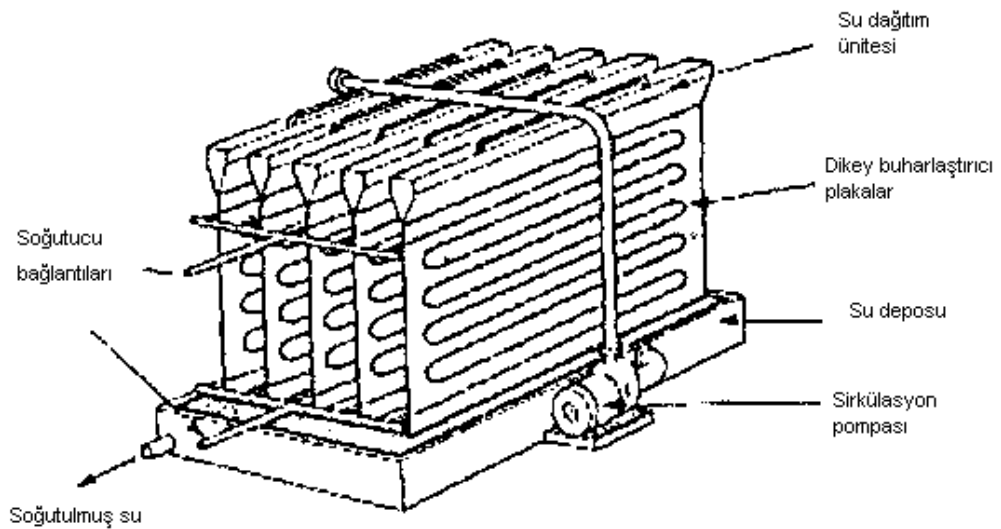
Bu tip evaporatörlerde sıvı soğutucu akışkan boru demetinin dışından geçmektedir. Boru demeti ile soğutulan sıvı beraberce bir dış zarf içinde bulunur. Gerek soğutulan sıvı tarafındaki ve gerekse soğutucu akışkan tarafında ısıl film katsayılarını artırmak üzere bazı önlemler alınır. Soğutulan sıvı tarafında, türbülans perdeleri konulması bu maksadı yerine getirmektedir. Şekil 3.9’da bu tip bir evaporatör görülmektedir (27).



Şekil 3.9. Direkt genişlemeli boru-dış zarf tipi evaporatörler (27)

Boudelot tipi evaporatörler

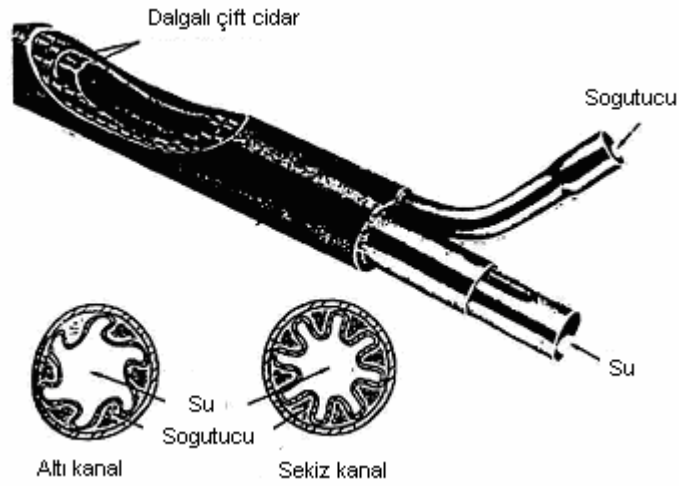
Sıcaklığı donma derecesine yakın seviyeye kadar düşürülmek istenen sıvıların soğutulması, endüstriyel maksatlar için uygulama sahası bulmaktadır. Amonyak soğutucu akışkanlı olarak ve sıvı taşmalı tertipte graviteyle beslemeli şekilde çalışan tipleri en fazla rastlanan türleridir (Şekil 3.10). Boudelot tipi soğutucuların halojen soğutucu akışkanlarla çalışan tipleri genellikle direkt genişlemeli-kuru tip olup termostatik genişleme valfi ile beslenir (27).



Şekil 3.10. Boudelot tip evaporatörler (27)

İç içe çift borulu evaporatörler

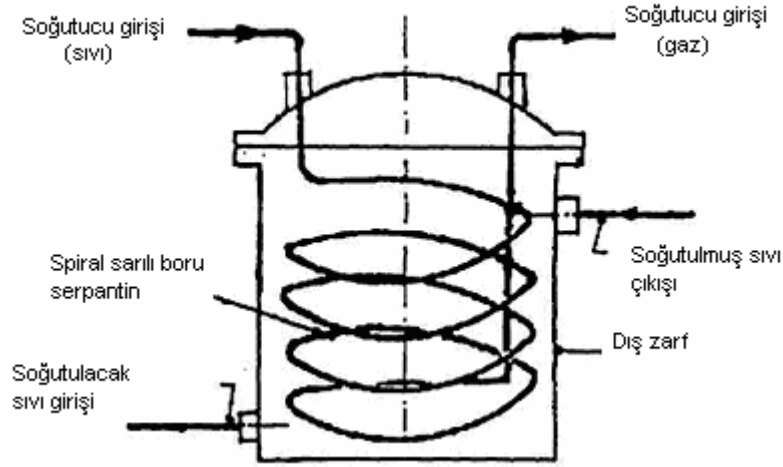
Bu tip evaporatörlerde soğutucu akışkan iki boru arasındaki boşluktan geçirilirken soğutulacak sıvı iç borudan geçirilir veya aksine soğutucu akışkan iç borudan geçirilirken soğutulacak sıvı iki boru arasındaki boşluktan geçirilir. Bunlardan birincisi suyun bıraktığı kalıntıları mekanik şekilde temizleme kolaylığı sağlandığından daha çok uygulanır. Bu evaporatörlerde sıvı taşmalı ve direk genleşmeli çalışacak tarzda tertiplenebilir (Şekil 3.11).



Şekil 3.11. İç içe borulu evaporatörler (27)

Spiral sargılı-boru dış zarf tip evaporatörler

Bu tip evaporatörler küçük kapasiteli uygulamalar için basit ve ekonomik bir çözüm getirmektedir (Şekil 3.12). İçme suyu soğutulması, hamur yapımı, fotoğraf banyo yapımı gibi ani yükleri dış zarfın içindeki soğutulmuş sıvı karşılayarak daha küçük güçte bir soğutma kompresörü kullanılmasına imkan vermektedir (27).



Şekil 3.12. Spiral sargılı boru-dış zarf tipi sıvı soğutucu evaporatör (27)

Sıvı taşmalı tank ve karıştırıcı tip evaporatör

Bu evaporatörler büyük kapasitede su ve salamura soğutulmasında çok eskiden beri ve oldukça geniş ölçüde kullanılmaktadır. Örneğin buz imalatında salamuranın bu usul ile soğutulması sık sık rastlanan bir uygulamadır. Soğutulan sıvının hareketlendirilmesi aksiyal bir pervane ile yapılır ve büyük bir debi ile sıvı karıştırılıp soğutmanın evaporatörden sıvıya aktarılması ve homojen bir soğutma dağılımının gerçekleşmesi sağlanır. Soğutulan sıvının evaporatör yüzeylerinden geçiş hızı 0.5-0.8 m/s civarındadır. Buz imali uygulamasında salamuranın buz kovaları arasından geçiş hızı ise 0.1 m/s civarında tutulmalıdır. Evaporatör yüzeyi birbirine paralel bir boru demetinden meydana gelir ve bu boru demeti her iki başından kolektöre bağlanır (27).

3.3.3. Katı Soğutucu Evaporatör

Katı maddelerin soğutucu akışkanla direk teması sonucu soğutulması pek ender rastlanan bir uygulamadır ve daha ziyade metallerin çok düşük sıcaklıktaki kırılgenliklerini ölçmek gibi deneysel uygulamalarda karşılaşılr. Buz paten sahaları, buz imali gibi soğutucu akışkanın kapalı hacimlerden geçerken direk soğutma etkisiyle soğutma sağladığı yani ara bir akışkan bulunmadan yapılan soğutma

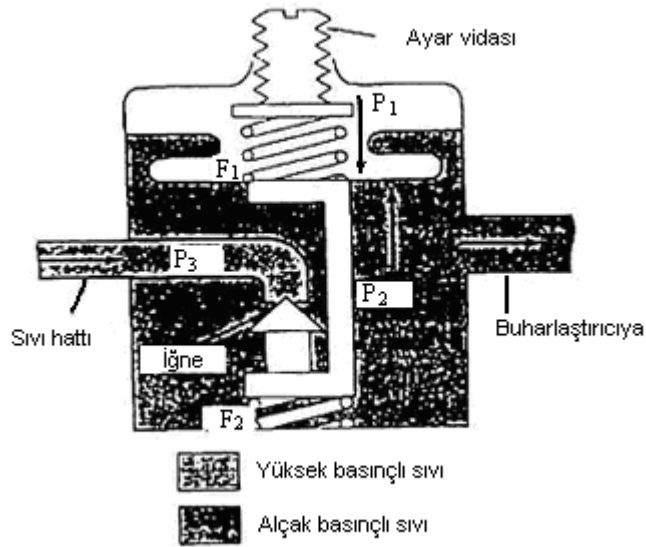
işlemleri de katı madde soğutulması grubuna dahil edilebilir. Katı maddelerin soğutulmasında ısı geçişi yönünden hatırd tutulması gereken bir husus, ısı'nın kondüksüyon tarzında iletildiği ve bu tarzdaki ısı geçişte ısı geçirme katsayılarının konveksiyona nazaran çok daha yüksek olacaktır. Bunun anlamı aynı sıcaklık farkıyla çalışma rejiminde, aynı ısı geçişi alanıyla sıvı veya hava soğutucularına oranla çok daha büyük ısı geçişi sağlanacaktır veya aynı ısı geçişini sağlamak için kondüksüyonla ısı iletiminde daha düşük ısı geçiş alanı yeterli olacaktır (27).

3.4. Genleşme Elemanları

Ticari soğutucuların 1 BG gücüne kadar olanlarında genleşme elemanı olarak genellikle kılcal boru kullanılır. 1 BG'den büyük olanlarda ise Otomatik Genleşme Valfi (AEV), Termostatik Genleşme Valfi (TEV), Elektrikli Termostatik Genleşme Valfi (ETEV)'den uygun olan biri kullanılır (27).

3.4.1. Otomatik genleşme valfleri

Sabit çıkışlı basınç valfi diye de bilinen bu valf daha ziyade küçük kapasiteli soğutma uygulamaları için tatmin edici bir çalışma sağlar (Şekil 3.13). Bir oksijen regülatörünün çalışma prensibine göre çalışır ve elle yapılan çıkış basıncı ayarını devamlı olarak aynı tutar. Evaporasyon sıcaklığı böylece basınç kontrolü suretiyle muhafaza edilmeye çalışılır. Evaporatör yüklerinin değişmesine bağlı olarak değişen kızgınlık değerini belirli bir seviyede tutmak veya soğutucu akışkanın sıvı halde kompresöre yönelmesini önlemek bu tip valflerde mümkün değildir. Bu nedenle bu tür valfler sadece yük değişimleri çok az olan evaporatör uygulamaları için kullanılmalıdır.



Şekil 3.13. Otomatik genişleme valfi

P_1 =Atmosfer basıncı, P_2 = Emiş veya evaporatör basıncı, P_3 =sıvı hattı basıncı, F_1 =Ayarlanabilir yay kuvveti, F_2 = Sabit yay kuvveti (27)

Bu valfler rakım seviyesinden etkilenebilir ve basınç-sıcaklık ayarının kontrolü gerekir. Bu valflerin kullanıldığı sistemdeki soğutucu akışkanın cinsine göre basınç-sıcaklık ayarı yapılmalıdır (27).

3.4.2. Termostatik genişleme valfleri

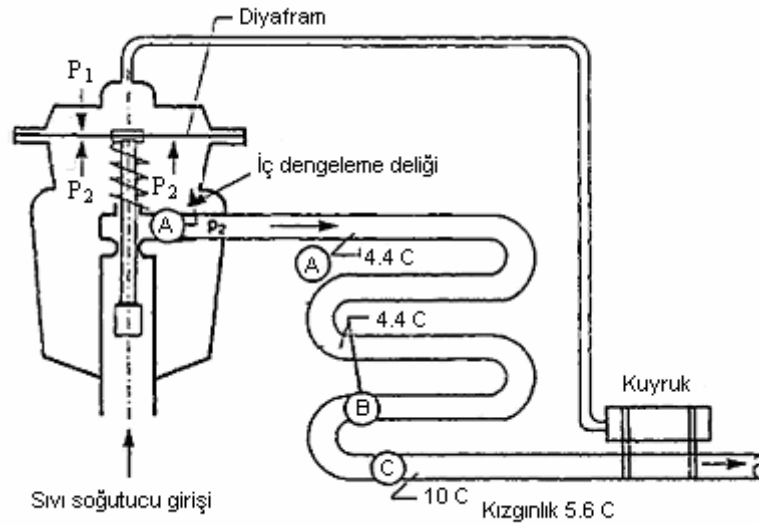
Evaporatöre giren sıvı soğutucu akışkanın kontrol ve ayar eden, evaporatörde buharlaşan sıvı soğutucu akışkan miktarını hassas ölçüde tekrar evaporatöre sevk eden bir aygıttır. Evaporatörden giden soğutucu akışkanın miktarı, dolaylı olarak ve TEV yardımıyla soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ve çıkış basıncının ölçülmesi, yani yük değişimlerinin izlenmesiyle tespit edilir. Buna uygun şekilde TEV evaporatöre yeni sıvı soğutucu akışkan gönderir. Bu suretle evaporatöre sıvı soğutucu akışkanın ölçülü bir şekilde gönderilmesi ve dolayısıyla kompresöre sıvı soğutucu akışkanın girerek hasara yol açması önlenmiş olur. TEV soğutucu akışkanın evaporatörü terk ederken belirli ve emniyetli bir kızgınlık değerini muhafaza

etmesini sağlar. Kızgınlık değeri ve onun değişiminin kontrolü TEV'in sağlıklı çalışmasını sağlamaktadır.

Bir TEV'nin kısma işlemini yapan mekanizmasını etkileyen üç basınç mevcuttur. Bunlar duyarga basıncı (P_1), evaporatördeki basınç (P_2) ve kızgınlık değerinin eşdeğer basıncı (P_3) tür. TEV'ler genel olarak iç ve dış dengelemeli olarak iki türlü yapılırlar (27).

İçten dengelemeli TEV

Bu tip valflerin çalışması sırasında üç çalışma rejimi meydana çıkabilir; kuvvetlerin dengede olması, kızgınlık değerinde artma olması ve kızgınlık değerinde azalma olması.

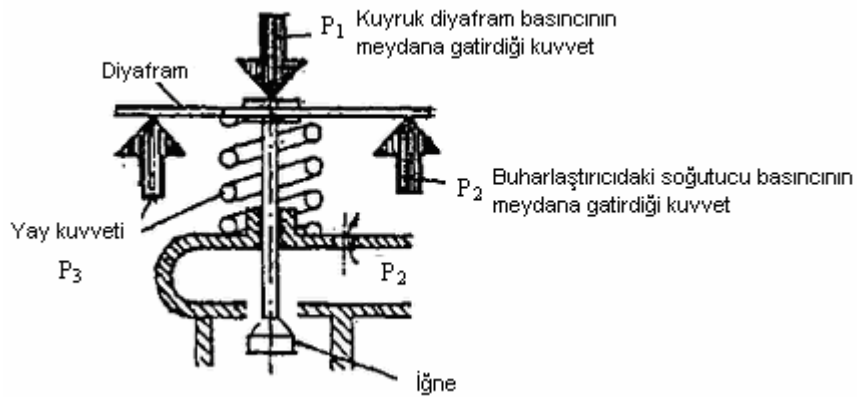


Şekil 3.14. İçten dengeli TEV (27)

Şekil 3.14'de TEV'den akışı kontrol edilen R-12 soğutucu akışkan ile güç mekanizmasındaki şarj edilmiş soğutucu akışkanın aynı cins olduğu kabul edilmiştir. P_1 basıncı evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın doymuş buhar basıncı olup bu basınç valf iğnesini açmaya çalışmaktadır.

Bu açıcı kuvvete karşı koyacak olan ve diyaframın alt tarafında bulunan, yani valf iğnesini kapatmaya çalışan iki ayrı kuvvet mevcuttur. Bunlar evaporatör basıncı P_2 ile meydana gelen kuvvet, kızgınlık ayar yayının meydana getirdiği kuvvet (P_3).

Aşağıdaki Şekil 3.15'de görülen bu kuvvetlerin değeri $P_1 = P_2 + P_3$ olduğundan denge sağlanmış olacaktır.



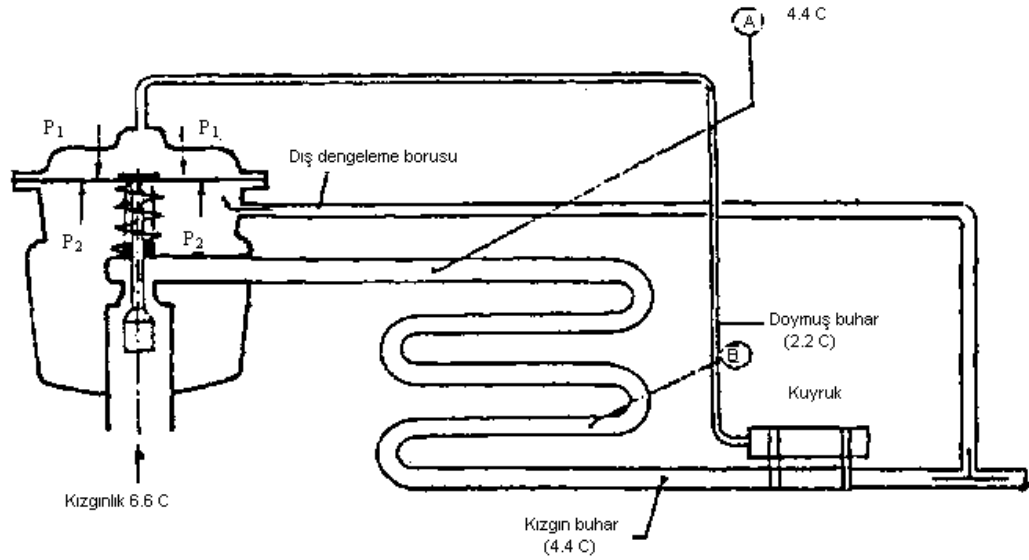
Şekil 3.15. TEV iğnesini etkileyen kuvvetler (27)

İkinci konumda, yani kızgınlık değerinde artma olması halinde evaporatör çıkışındaki sıcaklığın yükselmesine bağlı olarak kuyruk sıcaklığı da yükselir ve bunun sonucu olarak diyaframa gelen basınç artar. Bu suretle $P_1 > P_2 + P_3$ olur. Şekil 3.16'da görüleceği gibi P_1 kuvveti valf iğnesini açar. Üçüncü konumda ise yukarıdakinin aksine, evaporatör çıkışındaki sıcaklığın azalmasıyla kuyruk sıcaklığı düşer ve diyaframın üst tarafına gelen basınç azalır. Bu suretle, $P_1 < P_2 + P_3$ olur ki bunun sonucunda valf iğnesi kapanmaya başlar.

Bazen içten dengeli valflerin kızgınlık ayarları TEV'in imal edildiği fabrikada yapılır ve ayrıca bir ayar vidası yoktur. Daha ziyade belli ve seri bir soğutma uygulaması için yapılan bu tip valflerde kızgınlık değerinin tespiti ancak gerçek çalışma şartları meydana getirilerek yapılacak deney sonucu bulunabilir (27).

Dıştan dengelemeli TEV

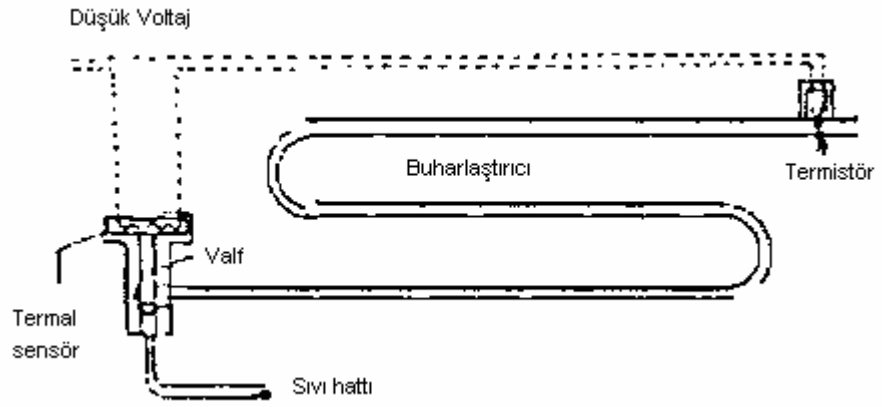
Evaporatör girişi ve çıkışı arasındaki basınç kaybı çok fazla ise yani evaporatör büyük boyutlu ise bu durum TEV'in çok kısık çalışmasına ve evaporatör kapasitesinin düşmesine neden olur (Şekil 3.16). Dıştan dengelemeli valf kullanarak bu durum önlenir. Buradaki söz konusu basınç kaybı klima uygulamalarında 1,7 °C, soğutma uygulamalarında 1,1 °C ve derin soğutma uygulamalarında 0,6 °C dolayındaki sıcaklık farkına karşılık olan basınç kayıplarının üzerine çıktığında bu aşırı sayılarak dıştan dengelemeli valf önlemine başvurulmalıdır (27).



Şekil 3.16. Dıştan dengelemeli TEV (24)

3.4.3. Elektrikli termostatik genişleme valfleri

Elektrik akımı ile çalışan termostatik genişleme valfleri küçük kapasiteli sistemlerde sık sık uygulanmaktadır. Evaporatör çıkışına akışkan sıcaklığını algılayan bir termistör yerleştirilmiştir. Termistörün gönderdiği sinyalin büyüklüğüne göre valf hareket etmektedir (27).



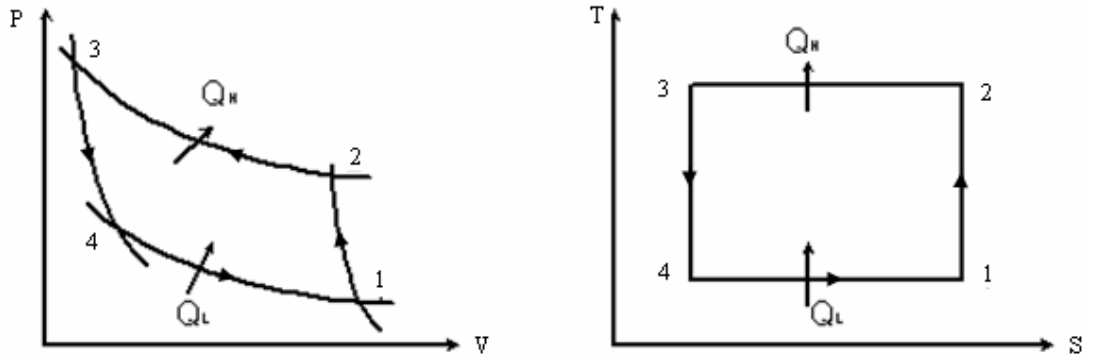
Şekil 3.17. Elektrikli termostatik genleşme valfleri (27)

4. TERMODİNAMİK ANALİZ

4.1. İdeal Analizler

4.1.1. Carnot soğutma Çevrimi

Şekil 4.1’de iki izentropik ve iki sabit sıcaklık işleminden oluşan bir Carnot soğutma çevriminin P-V ve T-S diyagramları görülmektedir.



Şekil 4.1. Carnot soğutma çevrimi P-V ve T-S diyagramları (4)

İş transferinin akış yönü de dikkate alınarak Carnot soğutma çevrimini oluşturan süreçlerinde gerçekleşen işler;

$$w_{1-2} = -C_V(T_2 - T_1) \quad [4.1]$$

$$w_{2-3} = -RT_2 \ln \frac{v_2}{v_3} \quad [4.2]$$

$$w_{3-4} = C_V(T_3 - T_4) \quad [4.3]$$

$$w_{4-1} = RT_4 \ln \frac{v_1}{v_4} \quad [4.4]$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu çevrimde $T_4 = T_1$ ve $T_2 = T_3$ olduğu da dikkate alınırsa net iş;

$$w_{NET} = RT_4 \ln \frac{v_1}{v_4} - RT_2 \ln \frac{v_2}{v_3} \quad [4.5]$$

olarak ifade edilebilir. Soğuk ortamdan çekilen ısı,

$$q_L = q_{4-1} = RT_1 \ln \frac{v_1}{v_4} \quad [4.6]$$

olur. Çevrimin COP si,

$$COP_R = \frac{|q_L|}{|w_{NET}|} = \frac{RT_1 \ln \frac{v_1}{v_4}}{RT_2 \frac{v_2}{v_3} - RT_4 \frac{v_1}{v_4}} \quad [4.7]$$

olur. Çevrimi oluşturan 1-2 ve 3-4 adyabatik süreçlerinden,

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{n-1} \quad [4.8]$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{n-1} \quad [4.9]$$

yazılabilir. Son iki eşitlikten,

$$\frac{v_2}{v_3} = \frac{v_1}{v_4} \quad [4.10]$$

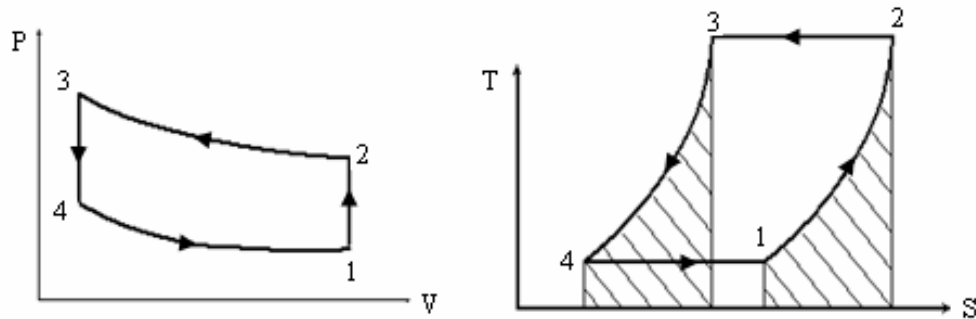
olduğu görülür. Bu durum dikkate alınırsa COP,

$$COP_R = \frac{T_1}{T_2 - T_4} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad [4.11]$$

olarak belirlenir. Son eşitlikten soğutma makinesi çevriminin COP'sinin sıfırdan sonsuza kadar gittiği görülmektedir. Eğer soğutulan ortam ile ısı atılan ortamın sıcaklığı eşitse COP sonsuz olmaktadır. Son eşitlikten tersinir çevrimlerde COP'nin kullanılan çalışma maddesinin cinsine bağlı olmadığı görülmektedir (4).

4.1.2. Stirling Soğutma Çevrimi

Şekil 4.2'de iki sabit hacim ve iki sabit sıcaklık işleminden oluşan bir Stirling soğutma çevriminin P-V ve T-S diyagramları görülmektedir.



Şekil 4.2. Stirling soğutma çevriminin P-V ve T-S diyagramları (4)

Çevrimin net işi

$$w_{NET} = \int_1^2 p dv + \int_2^3 p dv + \int_3^4 p dv + \int_4^1 p dv \quad [4.12]$$

$$w_{NET} = C_V (T_2 - T_1) + R T_2 \ln \frac{v_3}{v_2} + C_V (T_4 - T_3) + R T_4 \ln \frac{v_1}{v_4} \quad [4.13]$$

olup, $T_1 = T_4$, $T_2 = T_3$ olduğu dikkate alınarak,

$$w_{NET} = RT_2 \ln \frac{v_3}{v_2} + RT_4 \ln \frac{v_1}{v_4} = RT_4 \ln \frac{v_1}{v_4} - RT_2 \ln \frac{v_2}{v_3} \quad [4.14]$$

olur. Makine iş tükettiği için iş negatif olmaktadır. Çalışma gazına soğuk ortamdan transfer edilen ısı;

$$q_L = RT_4 \ln \frac{v_1}{v_4} \quad [4.15]$$

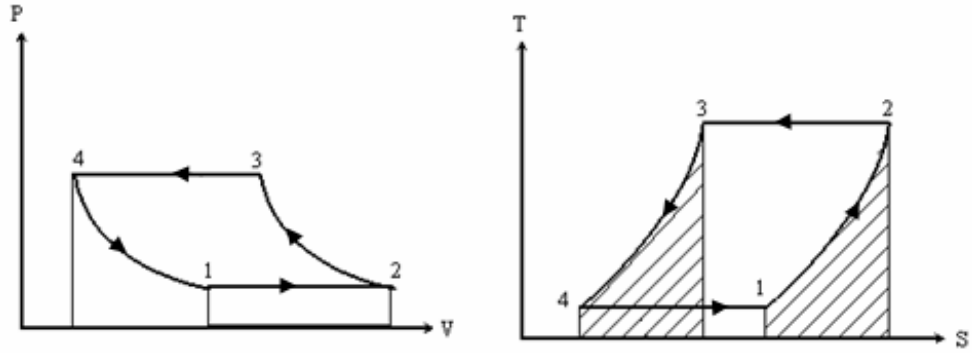
olur. Çevrimin COP'si,

$$COP_R = \frac{|q_L|}{|w_{NET}|} = \frac{RT_4 \ln \frac{v_1}{v_4}}{RT_2 \ln \frac{v_2}{v_3} - RT_4 \ln \frac{v_1}{v_4}} = \frac{T_L}{T_H + T_L} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad [4.16]$$

olarak belirlenir. Elde edilen COP, Carnot makinesinin COP'sine eşittir (4).

4.1.3. Ericson Soğutma Çevrimi

Şekil 4.3'de iki sabit basınç ve iki sabit sıcaklık işleminden oluşan bir Ericson soğutma çevriminin P-V ve T-S diyagramları görülmektedir.



Şekil 4.3. Ericson soğutma çevriminin P-V ve T-S diyagramları (4)

Çevrimin net işi

$$w_{NET} = \int_1^2 p dv + \int_2^3 p dv + \int_3^4 p dv + \int_4^1 p dv \quad [4.17]$$

$$w_{NET} = P_1 (V_2 - V_1) + RT_3 \ln \frac{V_3}{V_2} + P_3 (V_4 - V_3) + RT_4 \ln \frac{V_1}{V_4} \quad [4.18]$$

olur. Bu çevrimde $p_1 v_1 = p_4 v_4$, $p_3 v_3 = p_2 v_2$, $p_1 = p_2$, $p_3 = p_4$ olduğu dikkate alınırsa net iş;

$$w_{NET} = RT_4 \ln \frac{P_3}{P_2} - RT_3 \ln \frac{P_3}{P_2} \quad [4.19]$$

olur. Makine iş tükettiği için iş negatif olmaktadır. Çalışma gazına soğuk ortamdan transfer edilen ısı

$$q_L = RT_4 \ln \frac{P_3}{P_2} \quad [4.20]$$

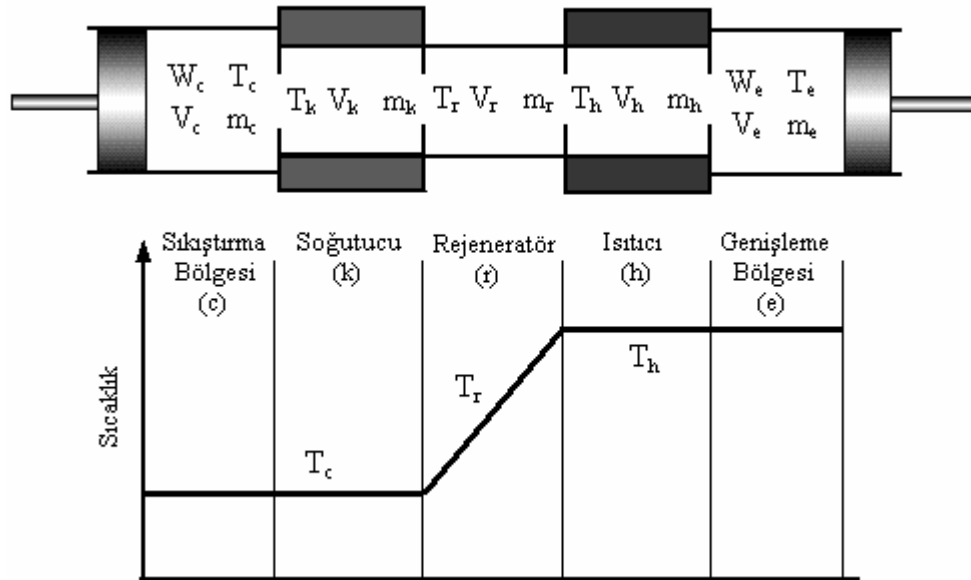
olur. Çevrimin COP si;

$$COP_R = \frac{|q_L|}{|w_{NET}|} = \frac{RT_4 \ln \frac{P_3}{P_2}}{RT_3 \ln \frac{P_3}{P_2} - RT_4 \ln \frac{P_3}{P_2}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad [4.21]$$

olarak belirlenir. Elde edilen COP Carnot makinesinin COP sine eşittir (4).

4.2. İzotermal Analiz

Gustav Schmidt tarafından geliştirilen bu analizde, bütün ısı kayıpları ihmal edilmiş, sıkıştırma ve genişleme işlemlerinin sabit sıcaklıkta olduğu kabul edilmiştir. Bu analiz metodu Martini tarafından geliştirilerek bilgisayar simülasyonu ile beş hacimli bir model üzerinde ortaya konulmuştur. Şekil 4.4'de görülen bu model ikinci merteye analizleri, tasarım için gerekli bütün veri ve hesapları yapar.



Şekil 4.4. Stirling motorunun beş hacimli model üzerinde termal analizi (28)

İzotermal analizde aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

1. Sıkıştırma ve genişleme bölgesinde hacim değişimi esnasında çalışma maddesinin sıcaklığı üniformdur.
2. Akışkanın rejeneratörden geçişi üniformdur ve sıcaklık dağılımı zamanla değişmez. Sıkıştırma bölgesinde T_c ve genişleme bölgesinde T_e sıcaklıkları arasında değişim lineer kabul edilir.
3. Akış sürtünmesizdir, geçiş sırasında akışkanın ivmelenmesine yol açan basınç değişimi yoktur.
4. Akışkan kütlesi çevrim boyunca sabittir, kaçaklar yoktur.
5. Sıkıştırma ve genişleme hacimleri krank açısının fonksiyonu olarak tarif edilir.
6. Çalışma maddesi ideal gaz kabul edilmiştir.

İzotermal analizde basınç,

$$P = m R \left(\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \dots + \frac{V_n}{T_n} \right)^{-1} \quad [4.22]$$

eşitliği ile hesaplanır. Motorun sirkülasyon hacmindeki çalışma maddesinin iç enerjisi,

$$U = C_v (P_1 V_1 + P_2 V_2 + \dots + P_n V_n) / R \quad [4.23]$$

ile hesaplanır.

Stirling motorlarında bilgisayar yardımı ile izotermal çevrim analizi yapmak için krank açısı cinsinden 2π radyan olan çevrim süreci sonlu sayıda parçaya ayrılır. Krankın belirli pozisyonundan başlanılarak hacim, basınç ve iç enerji çevrim boyunca çevrimin her bir kademesi için hesaplanır. Hesaplanan hacim, basınç ve iç enerji kullanılarak motorun çevrimlik net işi, sıcak kaynaktan aldığı ısı, soğuk kaynağa verdiği ısı ve verimi hesaplanabilir.

Net işi hesaplamak için,

$$W = \sum_{i=1}^{i=k} P_i (V_i - V_{i-1}) \quad [4.24]$$

eşitliği kullanılabilir. Sıcak kaynaktan alınan ve soğuk kaynağa verilen ısıyı hesaplamak için Termodinamiğin Birinci Kanunu,

$$\Delta Q = \Delta U + \Delta W = (U_i - U_{i-1}) + P_i (V_i - V_{i-1}) \quad [4.25]$$

kullanılır. Bu eşitlik ile çevrimin kademelerindeki iç enerji değişimleri hesaplandığında ΔQ 'nın bazı kademelerde pozitif, bazı kademelerde de negatif değerler aldığı görülür. Pozitif olanlar ısının sıcak kaynaktan çalışma maddesine, negatif olanlar ısının çalışma maddesinden soğuk kaynağa aktığı gösterir. Pozitif işareti olan ΔQ 'lar kendi aralarında toplanarak çevrim boyunca sıcak kaynaktan alınan ısı belirlenir. Yine negatif işaretli ΔQ 'lar kendi aralarında toplanarak çevrim boyunca soğuk kaynağa aktarılan ısı hesaplanır.

Çevrimin verimini hesaplamak için, hesaplanan net iş sıcak kaynaktan alınan ısıya bölünür.

$$\eta = \frac{W}{Q_h} \quad [4.26]$$

Denklem sisteminin çözümü için, motorda kullanılan dönüştürme mekanizmasının tipine bağlı olarak, V_c ve V_e hacim değişimleri ve $\frac{dV_c}{d\theta}$, $\frac{dV_e}{d\theta}$ hacim türevlerinin bilinmesi gerekir (28).

4.3. Nodal Analiz

Stirling motorlarında nodal analiz programının öncüsü Finkelstien'dır. Daha sonra bu programdan bağımsız olarak nodal analiz programları hazırlanmıştır.

Nodal analiz programları çalışmalarında motor içerisinde meydana gelen enerji ve akışkan akışının eş zamanlı modellenmesi yapılmıştır. Böylece motorun çevrimi ve performansı hakkında kesin bir şekilde benzetişim kurulabilmektedir. Bu analizle belirli düğüm, hücre ya da elemanları için kütlelerin korunumu, momentum ve enerji denklemleri çözümlenebilmektedir. Denklemlerin genel analitik çözümleri çok karmaşıktır. Bu yüzden denklemler çok küçük zaman aralıkları için nümerik olarak çözümlenmiştir.

Bütün nodal analiz programlarının temel olarak genel yaklaşımları benzerdir. Motorun tasarımı için mekanik düzenlemeler, silindir duvarının kalınlığı ve malzemesi, ısı değiştiricisi boru çapı, rejeneratör çapı, şarj basıncı ve enerji kaynağı sıcaklığı gibi çalışma koşulları kesin olarak belirlenmelidir.

Kütlelerin korunumu, momentum ve enerji diferansiyel denklemleri fark denklemlerine dönüştürülebilir. Aerodinamik sürtünmeler ve ısı transferi etkileri için deneysel formülleri kapsamaktadır. Bir matematiksel metot ile verilen başlangıç koşullarından belirli zaman aralıklarında ilerleyerek, motorun sıcaklık, basınç ve kütle değişimi fark denklemlerinin nümerik çözümlenmeleri ile bulunabilmektedir (6).

Theodor Finkelstein tarafından hazırlanan analizde bütün sistem; genişleme hacmi bir, ısıtıcı üç, rejeneratör beş, soğutucu üç ve soğuk hacim bir olmak üzere on üç bölüme ayrılmıştır. Bu analizde izotermal süreçlerdeki önemli varsayımlar çıkarılmış ve ideal olmayan rejenerasyon ve aerodinamik akış kayıpları kararsız hız, sıcaklık şartları ve kaçaklara izin verilmiştir (29).

Shock tarafından hazırlanan bir örnek model de serbest pistonlu Stirling motorlarına uygulanmıştır. Bu modelde motor yirmi yedi kısma ayrılmıştır. Model üzerinde

genişleme hacmi bir bölüm, ısıtıcı altı, rejenaratör on bir, soğutucu ise altı bölüme ayrılmıştır. Yirmi yedinci bölüm çalışma boşluğunu, yirmi altı ve yirmi beşinci bölümler motorda piston ve yer değiştirme pistonunun hareketini sağlayan gaz yaylanmalarını oluşturan boşluklardır (28).

Tew ve arkadaşları, NASA için yaptıkları araştırmada Stirling motorlarının nodal analizi konusunda ayrıntılı bir literatür araştırması yapmışlar ve altı kenar hareket mekanizmalı motorlara uygulanmışlardır.

Ladas ve İbrahim, Beta tipi stirling motorunu üç bölgeye her bölgeye açık sistem muamalesi yapmak sureti ile bir termodinamik analiz yapmışlar, sonlu ısı transferi süresinin sebep olduğu tersinmezlikleri incelemişlerdir.

David ve arkadaşları, rejenaratördeki ısı aktarımının haricinde her sürecin tersinir olduğu bir motor düşünerek optimum gücü verecek çalışma şartlarını incelemişlerdir (30).

Karabulut (30) tarafından yapılan çalışmada, nodal analize dayalı bir termodinamik simulasyon programı geliştirilmiştir. Bu çalışmada motorun çalışma maddesi ile dolu iç kısmı sırası ile soğuk silindir, soğutucu, rejenaratör, ısıtıcı ve sıcak silindir olmak üzere beş bölmeye ayırmıştır. Bu analizde ısıtıcı ve soğutucuyu ikişer parçaya, rejenaratör sekiz parçaya ayırmıştır.

Karabulut tarafından yapılan analizde, aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Termodinamik açıdan her hücre bir açık sistem olup periyodik şartlarda madde giriş ve çıkışına tabiidir.
2. Çalışma maddesinin yer değiştirmesi esnasında hidrodinamik sürtünmeden doğan basınç farklılıkları termodinamik basınca kıyasla ihmal edilebilir.
3. Rejenaratörün katı kısmında sürekli lineer ve değişmeyen bir sıcaklık dağılımı var olup analiz rejenaratörün katı kısmının ısı balansını ihtiva etmemektedir.

4. Çalışma maddesi hava olup bir ideal gaz kabul edilmiştir.
5. Sistemin içindeki toplam kütle zamanla değişmemektedir.
6. Isıtıcı ve sıcak silindirin cidarları sıcak kaynak sıcaklığında, soğutucu ve soğuk silindirin cidarları soğuk kaynak sıcaklığındadır.
7. Isıtıcı, soğutucu ve rejenaratördeki hacimler sabit, sıcak ve soğuk silindirdeki hacimler krank açısı ile değişmekte olup yaklaşık olarak,

$$V_c = V_D + \frac{1}{2} V_s [1 + \cos(\theta - \phi)] \quad [4.27]$$

$$V_H = V_D + \frac{1}{2} V_s [1 + \cos(\theta)] \quad [4.28]$$

bağıntıları ile hesaplanabilir. Basınç, sıcaklık ve yoğunluk olmak üzere üç tane bilinmeyen mevcut olup bunların belirlenmesinde kullanılacak olan bağıntılar; ideal gazların hal denklemi, kütle korunumu ve enerjinin korunumu prensipleri olup sırası ile;

$$p = \rho R T \quad [4.29]$$

$$m_1 + m_2 + m_3 + \dots m_n = m_t \quad [4.30]$$

$$dQ - dW + dH_{giriş} - dH_{çıkı} = dU \quad [4.31]$$

şeklinde verilir. Basıncın her yerde aynı olduğu dikkate alınarak Eş. 4.29 ve Eş. 4.30'un birlikte değerlendirilmesi ile,

$$p = \frac{m_t R}{\frac{V_1}{T_1} + \frac{V_2}{T_2} + \frac{V_3}{T_3} + \dots + \frac{V_n}{T_n}} \quad [4.32]$$

eşitliği elde edilir. Eş. 4.31 ile verilen enerjinin korunumu prensibi,

$$h_i A_i (T_{wi} - T_i) dt - p dV_i + (dH_{giriş} - dH_{çıkış}) = m_i C_v dT_i + C_v T_i dm_i \quad [4.33]$$

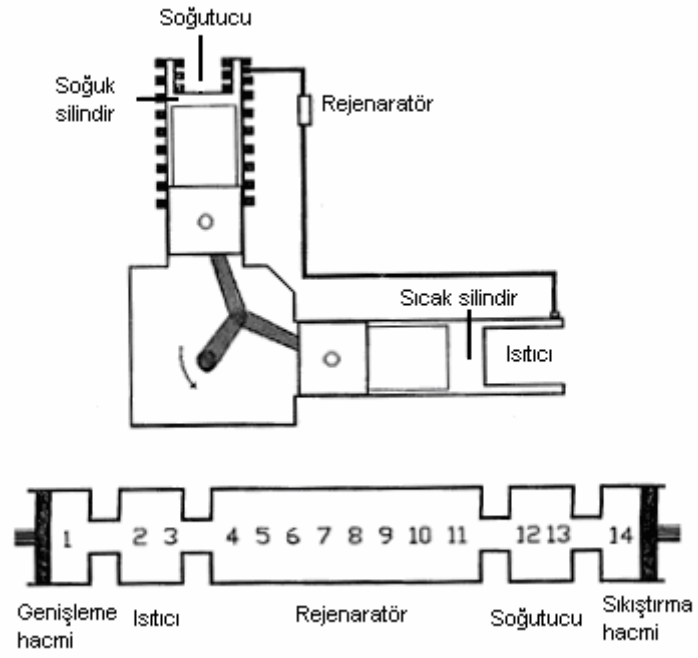
şeklinde düzenlenebilir. Son eşitlikteki $(dH_{giriş} - dH_{çıkış})$ terimi elemanın sınırlarından giren ve çıkan enerjiyi temsil etmekte olup aşağıdaki gibi hesaplanabilir,

$$(dH_{giriş} - dH_{çıkış})_i = C_p \left[(m_1^t + m_2^t + \dots + m_{i-1}^t) - (m_1^{t+\Delta t} + m_2^{t+\Delta t} + \dots + m_{i-1}^{t+\Delta t}) \right] \begin{bmatrix} T_{i-1} \\ T_i \end{bmatrix} + C_p \left[(m_{i+1}^t + m_{i+2}^t + \dots + m_n^t) - (m_{i+1}^{t+\Delta t} + m_{i+2}^{t+\Delta t} + \dots + m_n^{t+\Delta t}) \right] \begin{bmatrix} T_i \\ T_{i+1} \end{bmatrix} \quad [4.34]$$

Son eşitlikte bulunan birinci terim eleman sol taraftan giren veya çıkan enerjiyi, ikinci terim sağ taraftan giren veya çıkan enerjiyi göstermektedir. Sütun matris içerisinde yazılan sıcaklıklardan üstte bulunanlar soldan sağa akışta, altta bulunanlar sağdan sola akışta kullanılacaktır. Eş. 4.34'nin nümerik işlemlerde kullanılan şekli aşağıdaki gibidir.

$$\Delta T_i = \left[\begin{array}{l} h_i A_i (T_{wi} - T_i) \Delta t - (m_i^{t+\Delta t} - m_i^t) C_v T_i \\ + (dH_{giriş} - dH_{çıkış})_i - P \Delta V_i \end{array} \right] / C_v m_i \quad [4.35]$$

Şekil 4.5'de Karabulut tarafından termodinamik incelemesi yapılan Stirling motoru ve nodal analiz için bölümlenmesi görülmektedir (30).

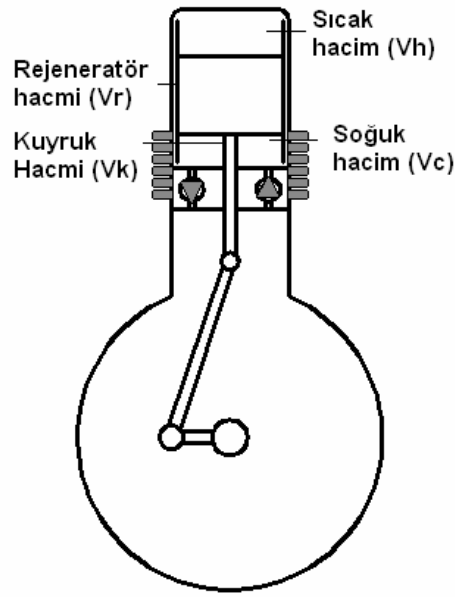


Şekil 4.5. Termodinamik incelemesi yapılan Stirling motoru (30)

5. SOĞUTMA MAKİNESİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

5.1. Termodinamik Analiz

Soğutma makinesinin güç silindirindeki hacimler Şekil 5.1’de görülmektedir.



Şekil 5.1. Güç silindirindeki hacimler

Genel gaz denkleminden basınç ifade edilirse;

$$P = \frac{m \cdot R}{\left[\left(\frac{V_C}{T_C} \right) + \left(\frac{V_H}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right) \right]} \quad [5.1]$$

olur. Şekil 5.1’de görülen hacimlerin aralarında

$$V_T = V_C + V_K + V_H + \sum V_{Rl} \quad [5.2]$$

Bağıntısı mevcuttur. Son eşitlikte

$$\sum V_{Ri} = V_R \quad [5.3]$$

yazılırsa,

$$V_T = V_C + V_K + V_H + V_R \quad [5.4]$$

olur. Son eşitlik

$$V_T - V_R = V_C + V_K + V_H \quad [5.5]$$

şeklinde düzenlenir. Son eşitliğin sol tarafı süpürme hacmi olup;

$$V_S = V_T - V_R \quad [5.6]$$

tanımlaması kullanılarak,

$$V_S = V_C + V_K + V_H \quad [5.7]$$

elde edilir. Burada soğuk hacim ifadesi kuyruk hacmine bağlı olarak ifade edilirse;

$$V_C = \frac{A_C}{A_K} \cdot V_K \quad [5.8]$$

olur. Bu ifade Eş. 5.7’de yerine yazılır ise;

$$V_S = \frac{A_C}{A_K} \cdot V_K + V_K + V_H \quad [5.9]$$

olur. Eş. 5.9’un sağındaki birinci ve ikinci terimler V_K parantezine alınırsa;

$$V_S = V_K \cdot \left(\frac{A_C}{A_K} + 1 \right) + V_H \quad [5.10]$$

olur. Sıcak hacim Eş. 5.10'dan;

$$V_H = V_S - V_K \cdot \left(\frac{A_C}{A_K} + 1 \right) \quad [5.11]$$

şeklinde elde edilir. Eş. 5.11'de soğuk bölgenin kesit alanı (A_C) yerine ;

$$A_C = A_S - A_K \quad [5.12]$$

yazılarak sıcak hacim;

$$V_H = V_S - V_K \cdot \left(\frac{A_S - A_K}{A_K} + 1 \right) \quad [5.13]$$

şeklinde ifade edilir. Eş. 5.13'de parantezin içerisi yeniden düzenlenerek sıcak hacim,

$$V_H = V_S - V_K \cdot \left(\frac{A_S}{A_K} \right) \quad [5.14]$$

şeklinde ifade edilir. Alanların oranının yerine;

$$\epsilon_A = \frac{A_S}{A_K} \quad [5.15]$$

tanımlaması yapılarak sıcak hacmin nihai şekli;

$$V_H = V_S - V_K \cdot \left(\frac{A_S}{A_K} \right) = V_S - V_K \cdot \epsilon_A \quad [5.16]$$

elde edilir. Son eşitlik ile ifade edilen sıcak hacim Eş. 5.1'de yerine yazılarak;

$$P = \frac{m \cdot R}{\left[\left(\frac{V_C}{T_C} \right) + \left(\frac{V_S - V_K \cdot \epsilon_A}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right) \right]} \quad [5.17]$$

şeklinde ifade edilir. Eş. 5.18'de soğuk hacim ifadesi kuyruk hacmine bağlı olarak ifade edilirse;

$$V_C = \frac{A_C}{A_K} \cdot V_K \quad [5.18]$$

olur. Basınç ifadesi yeniden,

$$P = \frac{m \cdot R}{\left[\left(\frac{A_C}{A_K} \cdot \frac{V_K}{T_C} \right) - \left(\frac{V_K \cdot \epsilon_A}{T_H} \right) + \left(\frac{V_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right) \right]} \quad [5.19]$$

şeklinde düzenlenebilir. Son eşitlikte verilen kuyruk hacmi (V_K) haricinde kalan büyüklüklerin tamamı sabit değerdedir.

Eş. 5.19'ün daha kullanışlı bir hale getirilmesi için,

$$\frac{A_C}{A_K} = \frac{A_S - A_K}{A_K} = \frac{A_S}{A_K} - 1 = \epsilon_A - 1 \quad [5.20]$$

yazılabilir. Netice;

$$P = \frac{m \cdot R}{\left[\left(V_K \cdot \frac{\epsilon_A - 1}{T_C} \right) - \left(\frac{V_K \cdot \epsilon_A}{T_H} \right) + \left(\frac{V_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right) \right]} \quad [5.21]$$

veya;

$$P = \frac{m \cdot R}{\left[V_K \cdot \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) + \left(\frac{V_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right) \right]} \quad [5.22]$$

olur.

Displacer kuyruğunun 1-2 sürecinde yaptığı iş;

$$W_{1-2} = - \int_1^2 P dv_K \quad [5.23]$$

integrali çözümlenerek belirlenebilir. Basınç Eş. 5.22'den yerine yazılarak integral çözümlür ise;

$$W_{1-2} = \frac{-m \cdot R}{\left[\left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) \right]} \ln \left[\frac{V_{K2} \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) + \left(\frac{2 \cdot r \cdot A_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right)}{V_{K1} \cdot \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) + \left(\frac{2 \cdot r \cdot A_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right)} \right] \quad [5.24]$$

olur. Basınçlar cinsinden 1-2 sürecinde iş formülü:

$$W_{1-2} = \frac{-m \cdot R}{\left[\left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) \right]} \ln \left[\frac{P_1}{P_2} \right] \quad [5.25]$$

şeklinde düzenlenir. 1-2 süreci tamamlandığında displacer kuyruğunun silindir içerisinde kalan hacmi Eş. 5.22'de $P=P_2$, $V_K=V_{K2}$ yazarak belirlenir. Kuyruk hacminin silindir içerisinde kalan kısmı,

$$V_{K2} = \frac{\frac{m \cdot R}{P_2} - \frac{V_S}{T_H} - \sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}}}{\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H}} \quad [5.26]$$

şeklinde ifade edilir.

Displacer kuyruğunun 2-3 sürecinde yaptığı iş:

2-3 sürecinde $P_2 = P_3$ olduğu için iş ifadesi,

$$W_{2-3} = -P_2 \cdot (V_{K3} - V_{K2}) = P_2 \cdot V_{K2} \quad [5.27]$$

olur.

Displacer kuyruğunun 3-4 sürecinde yaptığı iş:

$$W_{3-4} = \frac{-m_3 \cdot R}{\left[\left(\frac{\epsilon_A}{T_H} - \frac{\epsilon_A - 1}{T_C} \right) \right]} \ln \left[\frac{V_{K4} \cdot \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) + \left(\frac{V_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right)}{V_{K3} \cdot \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) + \left(\frac{V_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right)} \right] \quad [5.28]$$

olur. 3-4 sürecinin nihayetinde displacer alt ölü noktaya vardığı için son eşitlikte;

$$V_{K3} = 0 \quad [5.29]$$

olacaktır.

Displacer 4-1 sürecini gerçekleştirirken basınç sabit olup $P_4 = P_1$ olduğu için kuyruk işi:

$$W_{4-1} = P_4 (V_{K1} - V_{K4}) \quad [5.30]$$

şeklinde ifade edilir. Yukarıda açıklanan Eş. 5.24, 5.27, 5.28, 5.30'den yararlanarak kuyruğun net işi;

$$W_{NET} = \left[\frac{-m_1 \cdot R}{\left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right)} \ln \left[\frac{\left(V_{K2} \cdot \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) \right) + \left(\frac{V_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right)}{\left(V_{K1} \cdot \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) \right) + \left(\frac{V_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right)} \right] + P_2 \cdot V_{K2} \right] + \left[\frac{m_3 \cdot R}{\left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right)} \ln \left[\frac{\left(V_{K3} \cdot \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) \right) + \left(\frac{V_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right)}{\left(V_{K4} \cdot \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) \right) + \left(\frac{V_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right)} \right] + P_4 \cdot (V_{K4} - V_{K1}) \right] \quad [5.31]$$

şeklinde elde edilir. Bu ifade düzenlenerek;

$$W_{NET} = \frac{m_1 \cdot R}{\left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right)} \ln \frac{P_2}{P_1} + P_2 \cdot V_{K2} + \frac{m_3 \cdot R}{\left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right)} \ln \frac{P_4}{P_3} + P_4 \cdot (V_{K4} - V_{K1}) \quad [5.32]$$

elde edilir. Son eşitlikte $P_4 = P_1 = P_{in}$, $P_2 = P_3 = P_{out}$ yazılırsa;

$$W_{NET} = \frac{m_1 \cdot R}{\left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right)} \ln \frac{P_2}{P_1} - \frac{m_3 \cdot R}{\left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right)} \ln \frac{P_2}{P_1} + P_2 \cdot V_{K2} + P_1 \cdot (V_{K4} - V_{K1}) \quad [5.33]$$

veya daha kısa formda,

$$W_{NET} = \frac{R(m_1 - m_3)}{\left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H}\right)} \ln \frac{P_2}{P_1} + P_2 \cdot V_{K2} + P_1 \cdot (V_{K4} - V_{K1}) \quad [5.34]$$

şeklinde yazılabilir. 1–2 sürecinde silindir içindeki kütle,

$$m_1 = \frac{P_1 V_s \left(\frac{1}{T_C} - \frac{1}{\epsilon_A T_C} \right) + P_1 \sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}}}{R} \quad [5.35]$$

olur. 2–3 sürecinde sistemden dışarıya pompalanan kütle,

$$m_3 = \frac{P_2 \left(\frac{V_s}{T_H} + \sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right)}{R} \quad [5.36]$$

şeklinde ifade edilir. 1–2 süreci başlangıcında kuyruk hacmi,

$$V_{K1} = \frac{V_s}{\epsilon_A} \quad [5.37]$$

yazılabilir. 2–3 süreci başlangıcında kuyruk hacmi,

$$V_{K2} = \frac{\frac{m_1 R}{P_2} - \frac{V_s}{T_H} - \sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}}}{\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H}} \quad [5.38]$$

olur. 3–4 süreci sonunda kuyruk hacmi,

$$V_{K4} = \frac{\frac{m_3 R}{P_1} - \frac{V_S}{T_H} - \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}}{\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H}} \quad [5.39]$$

elde edilir. Eş. 5.39'de pompalanan kütle (m_3) ifadesi aşağıdaki eşitlik yardımı ile hesaplanır ise;

$$m_3 = \frac{P_3}{R} \left[V_{K3} \cdot \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) + \frac{V_S}{T_H} + \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}} \right] = \frac{P_2}{R} \left[\frac{V_S}{T_H} + \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}} \right] \quad [5.40]$$

yazılabilir.

5.1.1. Silindirdeki soğuk ve sıcak hacimde iş ve ısı ifadelerinin türetilmesi

Sıcak hacimde ısı ve iş

1-2 sürecinde sıcak hacimde ısı ve iş:

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu;

$$dE = dH_i - dH_o + dQ - dW \quad [5.41]$$

şeklinde yazılır. Bu süreçte kütle çıkışı olmadığı için;

$$dH_o = 0 \quad [5.42]$$

olur.

$$dE = dH_i + dQ - dW \quad [5.43]$$

şeklinde elde edilir. Eş. 5.43'den ısı ifadesi çekilirse;

$$dQ = dE + dW - dH_i \quad [5.44]$$

olur.

$$dQ = C_V T_H dm + PdV_H - C_P T_H dm_i \quad [5.45]$$

yazılabilir. Kütlenin korunumu denkleminde;

$$dm = dm_i - dm_o \quad [5.46]$$

şeklinde ifade edilir. Sıcak hacimden kütle çıkışı olmadığı için;

$$dm_o = 0 \quad [5.47]$$

olur. 1-2 sürecinde sıcak hacimde ısı;

$$dQ = C_V T_H dm + PdV_H - C_P T_H dm \quad [5.48]$$

$$dQ = -RT_H dm + PdV_H \quad [5.49]$$

$$dQ = -RT_H dm + W_{H12} \quad [5.50]$$

$$Q_{H12} = -RT_H m_{H2} + W_{H12} \quad [5.51]$$

yazılabilir. Burada basınç ifadesi;

$$P = \frac{m \cdot R}{\left[V_K \cdot \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) + \left(\frac{V_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}} \right) \right]} \quad [5.52]$$

olur. Kuyruk hacmi ifade edilirse;

$$V_H = V_S - V_K \cdot \epsilon_A \quad [5.53]$$

$$V_K = \frac{V_S - V_H}{\epsilon_A} \quad [5.54]$$

elde edilir. Kuyruk hacmi Eş. 5.52’de yerine koyulur ise basınç;

$$P = \frac{m \cdot R}{\frac{V_S - V_H}{\epsilon_A} \cdot \left[\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right] + \frac{V_S}{T_H} + \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}} \quad [5.55]$$

$$P = \frac{m \cdot R}{\frac{V_H}{\epsilon_A} \cdot \left[\frac{1}{T_C} + \frac{\epsilon_A}{T_H} - \frac{\epsilon_A}{T_C} \right] + \frac{V_S}{\epsilon_A} \cdot \left(\frac{\epsilon_A}{T_C} - \frac{1}{T_C} \right) + \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}} \quad [5.56]$$

şeklinde ifade edilir. 1–2 sürecinde iş ifade edilir ise;

$$W_{H12} = \frac{m \cdot R}{\frac{1}{\epsilon_A} \cdot \left[\frac{1}{T_C} + \frac{\epsilon_A}{T_H} - \frac{\epsilon_A}{T_C} \right]} \int_1^2 \frac{\frac{1}{\epsilon_A} \cdot \left[\frac{1}{T_C} + \frac{\epsilon_A}{T_H} - \frac{\epsilon_A}{T_C} \right] \cdot dV_H}{\frac{V_H}{\epsilon_A} \cdot \left[\frac{1}{T_C} + \frac{\epsilon_A}{T_H} - \frac{\epsilon_A}{T_C} \right] + \frac{V_S}{\epsilon_A} \cdot \left(\frac{\epsilon_A}{T_C} - \frac{1}{T_C} \right) + \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}} \quad [5.57]$$

$$W_{H12} = \left[\frac{1}{\epsilon_A \cdot T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right] \ln \frac{P_1}{P_2} \quad [5.58]$$

olur. 1-2 sürecinde sıcak hacimdeki kütle,

$$m_{H2} = \frac{P_2 \cdot V_{H2}}{R \cdot T_H} \quad [5.59]$$

yazılabilir. Eşitlik (5.52) yeniden düzenlenir ise ısı;

$$Q_{H12} = -P_2 \cdot V_{H2} + \frac{m \cdot R}{\left[\frac{1}{\epsilon_A \cdot T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right]} \ln \frac{P_1}{P_2} \quad [5.60]$$

$$Q_{H12} = \frac{m \cdot R}{\left[\frac{1}{\epsilon_A \cdot T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right]} \left[-1 + \frac{P_2}{mR} \frac{V_S}{\epsilon_A} \left(\frac{\epsilon_A}{T_C} - \frac{1}{T_C} \right) + \frac{P_2}{mR} \sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} + \ln \frac{P_1}{P_2} \right] \quad [5.61]$$

olur. Bu eşitliklerde,

$$V_S = \epsilon_A V_{K1} \quad [5.62]$$

alınmıştır.

2-3 Sürecinde sıcak hacimde ısı ve iş:

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu;

$$dE = dH_i - dH_o + dQ - dW \quad [5.63]$$

şeklinde yazılır. Bu süreçte kütle çıkışı olmadığı için;

$$dH_o = 0 \quad [5.64]$$

olur.

$$dE = dH_i + dQ - dW \quad [5.65]$$

şeklinde elde edilir. Eş. 5.65'den ısı ifadesi çekilirse;

$$dQ = C_v T_H dm + PdV_H - C_p T_H dm_i \quad [5.66]$$

olur. Kütlenin korunumu denkleminde;

$$dm = dm_i - dm_o \quad [5.67]$$

yazılabilir. Sıcak hacimden kütle çıkışı olmadığı için;

$$dm_o = 0 \quad [5.68]$$

olur. 2-3 sürecinde sıcak hacimde ısı;

$$dQ = C_v T_H dm + PdV_H - C_p T_H dm \quad [5.69]$$

$$dQ = -RT_H dm + PdV_H \quad [5.70]$$

$$dQ = -RT_H dm + Pd(m\vartheta) \quad [5.71]$$

$$dQ = -RT_H dm + P\vartheta dm + Pmd\vartheta \quad [5.72]$$

şeklinde ifade edilir. Genel gaz denklemi,

$$RT_H dm = P\vartheta dm \quad [5.73]$$

olduğu için,

$$dQ = Pmdv \quad [5.74]$$

yazılabilir. P,T sabit olduğundan özgül hacimde sabit olur. Ve sonuç;

$$Q_{H23} = 0 \quad [5.75]$$

olur. 2-3 sürecinde sıcak hacimde iş,

$$W_{H23} = P_2(V_{H3} - V_{H2}) \quad [5.76]$$

$$W_{H23} = P_2V_{H3} - P_2V_{H2} \quad [5.77]$$

yazılabilir.

$$P_2 = P_3 \text{ ve } V_{H3} = V_S \quad [5.78]$$

olduğu için genel denklem;

$$W_{H23} = P_2V_S - \left[\frac{mR - P_2V_S \left(\frac{1}{T_C} - \frac{1}{\epsilon_A T_C} \right) - P_2 \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}}{\left(\frac{1}{\epsilon_A T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right)} \right] \quad [5.79]$$

şeklinde ifade edilir.

3-4 Sürecinde sıcak hacimde ısı ve iş:

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu;

$$dE = dH_i - dH_o + dQ - dW \quad [5.80]$$

şeklinde yazılır. Bu süreçte kütle girişi olmadığı için;

$$dH_i = 0 \quad [5.81]$$

olur.

$$dE = -dH_o + dQ - dW \quad [5.82]$$

şeklinde elde edilir. Eş. 5.82'den ısı ifadesi çekilirse;

$$dQ = C_v T_H dm + PdV_H + C_p T_H dm_o \quad [5.83]$$

olur. Kütlenin korunumu denkleminde;

$$dm = dm_i - dm_o \quad [5.84]$$

yazılabilir. Sıcak hacme kütle girişi olmadığı için;

$$dm_i = 0 \quad [5.85]$$

$$dm = -dm_o \quad [5.86]$$

şeklinde ifade edilir. 3–4 sürecinde sıcak hacimde ısı;

$$dQ = C_v T_H dm + PdV_H - C_p T_H dm \quad [5.87]$$

$$dQ = -RT_H dm + dW \quad [5.88]$$

$$Q_{H34} = -RT_H(m_{H4} - m_{H3}) + W_{H34} \quad [5.89]$$

yazılabilir. 3–4 sürecinde iş ifade edilir ise;

$$W_{H34} = \frac{m_3 \cdot R}{\left[\frac{1}{\epsilon_A \cdot T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right]} \ln \frac{P_3}{P_4} \quad [5.90]$$

olur.

$$m_3 = m_{H3} = \frac{P_2}{R} \left[\frac{V_S}{T_H} + \sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right] \quad [5.91]$$

ifadesi yerine koyulur ise;

$$W_{H34} = \frac{\frac{P_2}{R} \left[\frac{V_S}{T_H} + \sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right] \cdot R}{\left[\frac{1}{\epsilon_A \cdot T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right]} \ln \frac{P_3}{P_4} \quad [5.92]$$

$$m_{H4} = \frac{P_2 \left[\frac{V_S}{T_H} + \sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}} \right] - P_4 V_S \left[\frac{1}{T_C} - \frac{1}{\epsilon_A T_C} \right] - P_4 \sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}}}{RT_H \left[\frac{1}{\epsilon_A \cdot T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right]} \quad [5.93]$$

elde edilir.

$$m_{H3} = m_3 \quad [5.94]$$

olduğu için ısı,

$$Q_{H34} = \frac{\frac{P_2}{R} \left[\frac{V_S}{T_H} + \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}} \right] \cdot R}{\left[\frac{1}{\epsilon_A \cdot T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right]} \ln \frac{P_3}{P_4} - RT_H (m_{H4} - m_{H3}) \quad [5.95]$$

$$Q_{HB4} = \frac{\frac{P_2}{R} \left[\frac{V_S}{T_H} + \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}} \right] \cdot R}{\left[\frac{1}{\epsilon_A \cdot T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right]} \left[\ln \frac{P_3}{P_4} - 1 \right] + \left[\frac{\left(P_4 V_S \left(\frac{1}{T_C} - \frac{1}{\epsilon_A T_C} \right) + P_4 \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}} \right)}{\left[\frac{1}{\epsilon_A \cdot T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right]} + \frac{P_2 T_H \left(\frac{V_S}{T_H} + \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}} \right)}{\left[\frac{1}{\epsilon_A \cdot T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right]} \right] \quad [5.96]$$

şeklinde ifade edilir.

4-1 Sürecinde iş ve ısı:

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu;

$$dE = dH_i - dH_o + dQ - dW \quad [5.97]$$

şeklinde yazılır. Bu süreçte kütle girişi olmadığı için;

$$dH_i = 0 \quad [5.98]$$

olur.

$$dE = -dH_o + dQ - dW \quad [5.99]$$

şeklinde ifade edilir. Eş. 5.99'dan ısı ifadesi çekilirse;

$$dQ = dH_o + dE + dW \quad [5.100]$$

$$dQ = C_V T_H dm + PdV_H + C_P T_H dm_o \quad [5.101]$$

yazılabilir. Kütlenin korunumu denkleminde;

$$dm = dm_i - dm_o \quad [5.102]$$

olur. Sıcak hacme kütle girişi olmadığı için;

$$dm_i = 0 \quad [5.103]$$

$$dm = -dm_o \quad [5.104]$$

şeklinde ifade edilir. 4–1 sürecinde sıcak hacimde ısı;

$$dQ = C_V T_H dm + PdV_H - C_P T_H dm \quad [5.105]$$

$$dQ = -RT_H dm + dW \quad [5.106]$$

$$dQ = -RT_H dm + Pd(m\vartheta) \quad [5.107]$$

$$dQ = -RT_H dm + P\vartheta dm + Pmd\vartheta \quad [5.108]$$

olur. Genel gaz denklemi,

$$RT_H dm = P\vartheta dm \quad [5.109]$$

olduğu için,

$$dQ = Pmd\vartheta \quad [5.110]$$

yazılabilir. P,T sabit olduğundan özgül hacimde sabit olur. Ve sonuç;

$$Q_{H41} = 0 \quad [5.111]$$

olur. 4-1 sürecinde sıcak hacimde iş,

$$W_{H41} = P_4 \cdot (V_{H1} - V_{H4}) = -P_4 \cdot V_{H4} \quad [5.112]$$

şeklinde ifade edilir. $-P_4V_4$ ifadesi genel basınç denkleminden çekilirse;

$$W_{H41} = \frac{m_3 R - P_4 V_s \left(\frac{1}{T_C} - \frac{1}{\epsilon_A T_C} \right) - P_4 \sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}}}{\left[\frac{1}{\epsilon_A \cdot T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right]} \quad [5.113]$$

olur. $P_4 = P_1$ olduğundan denklemde yerine koyulur ise;

$$W_{H41} = \frac{m_3 R - P_1 V_s \left(\frac{1}{T_C} - \frac{1}{\epsilon_A T_C} \right) - P_1 \sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}}}{\left[\frac{1}{\epsilon_A \cdot T_C} + \frac{1}{T_H} - \frac{1}{T_C} \right]} \quad [5.114]$$

yazılabilir.

Soğuk hacimde ısı ve iş

1-2 sürecinde soğuk hacimde ısı ve iş:

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu;

$$dE = dH_i - dH_o + dQ - dW \quad [5.115]$$

yazılabilir. Bu süreçte kütle girişi olmadığı için;

$$dH_i = 0 \quad [5.116]$$

olur.

$$dE = -dH_o + dQ - dW \quad [5.117]$$

şeklinde ifade edilir. Eş. 5.117'den ısı ifadesi çekilirse;

$$dQ = dH_o + dE + dW \quad [5.118]$$

$$dQ = C_v T_C dm + PdV_C + C_p T_C dm_o \quad [5.119]$$

olur. Kütlenin korunumu denkleminde;

$$dm = dm_i - dm_o \quad [5.120]$$

yazılabilir. Soğuk hacme kütle girişi olmadığı için;

$$dm_i = 0 \quad [5.121]$$

$$dm = -dm_o \quad [5.122]$$

şeklinde ifade edilir. 1-2 sürecinde soğuk hacimde ısı;

$$dQ = C_v T_C dm + dW - C_p T_C dm \quad [5.123]$$

$$dQ = -RT_C dm + dW \quad [5.124]$$

$$Q_{C12} = -RT_C(m_{C2} - m_{C1}) + W_{C12} \quad [5.125]$$

yazılabilir. Kütle;

$$m_{C1} = m \quad [5.126]$$

olduğundan;

$$m_{C2} = \frac{P_2 V_{C2}}{RT_C} \quad [5.127]$$

$$m_{C2} = \frac{mR - P_2 \frac{V_S}{T_H} - P_2 \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}}{RT_C \left(\frac{1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H (\epsilon_A - 1)} \right)} \quad [5.128]$$

şeklinde ifade edilir. Bu süreçte basınç;

$$P = \frac{m \cdot R}{\left[V_K \cdot \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) + \left(\frac{V_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}} \right) \right]} \quad [5.129]$$

olur.

$$V_K = \frac{V_C}{\epsilon_A - 1} \quad [5.130]$$

tanımlaması yapıp Eş. 5.129'da yeniden düzenlenir ise sonuç;

$$P = \frac{m \cdot R}{\left[\frac{V_C}{\epsilon_A - 1} \cdot \left(\frac{\epsilon_A - 1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H} \right) + \left(\frac{V_S}{T_H} \right) + \left(\sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}} \right) \right]} \quad [5.131]$$

yazılabilir. 1-2 sürecinde soğuk hacimde iş;

$$W_{C12} = PdV_C \quad [5.132]$$

olur. Eş. 5.131'de yerine koyulur ve integre edilir ise sonuç;

$$W_{C12} = \frac{mR}{\left(\frac{1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H(\epsilon_A - 1)} \right)} \ln \frac{P_1}{P_2} \quad [5.133]$$

yazılabilir. Genel ısı denkleminde yerine koyulur ise;

$$Q_{C12} = RT_C \left[\frac{mR - P_2 \frac{V_S}{T_H} - P_2 \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}}{RT_C \left(\frac{1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H(\epsilon_A - 1)} \right)} - m \right] - \frac{mR}{\left(\frac{1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H(\epsilon_A - 1)} \right)} \ln \frac{P_1}{P_2} \quad [5.134]$$

şeklinde ifade edilir.

2-3 Sürecinde soğuk hacimde ısı ve iş;

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu;

$$dE = dH_i - dH_o + dQ - dW \quad [5.135]$$

şeklinde yazılabilir. Bu süreçte kütle girişi olmadığı için;

$$dH_i = 0 \quad [5.136]$$

olur.

$$dE = -dH_o + dQ - dW \quad [5.137]$$

yazılabilir. Eş. 5.137'den ısı ifadesi çekilirse;

$$dQ = dH_o + dE + dW \quad [5.138]$$

$$dQ = C_V T_C dm + P dV_C + C_P T_C dm_o \quad [5.139]$$

şeklinde ifade edilir. Kütlenin korunumu denkleminde;

$$dm = dm_i - dm_o \quad [5.140]$$

olur. Soğuk hacme kütle girişi olmadığı için;

$$d_{mi} = 0 \quad [5.141]$$

$$dm = -dm_o \quad [5.142]$$

yazılabilir. 2-3 sürecinde soğuk hacimde ısı;

$$dQ = C_V T_C dm + P dV_H - C_P T_C dm \quad [5.143]$$

$$dQ = RT dm + dW_{C23} \quad [5.144]$$

$$dQ = -RT_C dm + Pd(mv) \quad [5.145]$$

$$dQ = -RT_c dm + P v dm + P m dv \quad [5.146]$$

olur. Genel gaz denklemi,

$$RT_c dm = P v dm \quad [5.147]$$

olduğu için ısı,

$$Q_{C23} = P m dv \quad [5.148]$$

yazılabilir. Ancak P=sabit, T=sabit olduğundan $v = \text{sabit}$ olur Isı;.

$$Q_{C23} = 0 \quad [5.149]$$

olur. 2–3 sürecinde soğuk hacimde iş,

$$W_{C23} = P_2 (V_{C3} - V_{C2}) \quad [5.150]$$

şeklinde ifade edilir. Piston alt ölü noktada olduğu için,

$$V_{C3} = 0 \quad [5.151]$$

yazılabilir. 2–3 sürecinde soğuk hacimde iş,

$$W_{C23} = -P_2 V_{C2} \quad [5.152]$$

$$W_{C23} = - \frac{mR - P_2 \frac{V_S}{T_H} - P_2 \sum \frac{V_{Ri}}{T_{Ri}}}{\left(\frac{1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H (\epsilon_A - 1)} \right)} \quad [5.153]$$

olur.

3-4 Sürecinde soğuk hacimde ısı ve iş:

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu;

$$dE = dH_i - dH_o + dQ - dW \quad [5.154]$$

şeklinde yazılır. Bu süreçte kütle çıkışı olmadığı için;

$$dH_o = 0 \quad [5.155]$$

olur.

$$dE = dH_i + dQ - dW \quad [5.156]$$

olur. Eş. 5.156'dan ısı ifadesi çekilirse;

$$dQ = dE + dW - dH_i \quad [5.157]$$

$$dQ = C_v T dm + dW - C_p T dm_i \quad [5.158]$$

yazılabilir. Kütlenin korunumu denkleminde;

$$dm = dm_i - dm_o \quad [5.159]$$

olur. Soğuk hacme kütle girişi olmadığı için;

$$dm_o = 0 \quad [5.160]$$

olur. 3-4 sürecinde soğuk hacimde ısı;

$$dQ = C_V T dm + dW - C_p T dm \quad [5.161]$$

$$dQ = -RT_C dm + dW \quad [5.162]$$

$$dQ = -RT_C dm + dW \quad [5.163]$$

şeklinde ifade edilir. 3-4 sürecinde iş ifade edilir ise iş;

$$W_{C34} = \frac{m_3 R}{\left(\frac{1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H (\epsilon_A - 1)} \right)} \ln \frac{P_3}{P_4} \quad [5.164]$$

elde edilir. İş ifadesi Eş.5.163'de yerine yazılır ise;

$$Q_{C34} = -RT_C (m_{C4} - m_{C3}) + W_{C34} \quad [5.165]$$

olur. Bu süreçte soğuk hacmin kütlesi,

$$m_{C3} = 0 \quad [5.166]$$

olduğu için ısı,

$$Q_{C34} = -RT_C m_{C4} + W_{C34} \quad [5.167]$$

şeklinde ifade edilir. Eş. 5.164'deki iş ifadesi Eş. 167'de yerine yazılır ise ısı;

$$Q_{C34} = -\frac{m_3 R - P_4 \frac{V_S}{T_H} - P_4 \sum \frac{V_{Rl}}{T_{Rl}}}{\left(\frac{1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H (\epsilon_A - 1)} \right)} + \frac{m_3 R}{\left(\frac{1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H (\epsilon_A - 1)} \right)} \ln \frac{P_3}{P_4} \quad [5.168]$$

yazılabilir.

4-1 Sürecinde soğuk hacimde ısı ve iş:

Açık sistemler için termodinamiğin birinci kanunu;

$$dE = dH_i - dH_o + dQ - dW \quad [5.169]$$

şeklinde yazılır. Bu süreçte kütle çıkışı olmadığı için;

$$dH_o = 0 \quad [5.170]$$

olur.

$$dE = dH_i + dQ - dW \quad [5.171]$$

yazılır. Eş. 5.171'den ısı ifadesi çekilirse;

$$dQ = dE + dW - dH_i \quad [5.172]$$

$$dQ = C_V T_C dm + dW - C_P T_C dm_i \quad [5.173]$$

şeklinde ifade edilir. Kütlenin korunumu denkleminden;

$$dm = dm_i - dm_o \quad [5.174]$$

yazılır. Soğuk hacimden kütle çıkışı olmadığı için;

$$dm_o = 0 \quad [5.175]$$

olur. 4–1 sürecinde soğuk hacimde ısı;

$$dQ = C_v T_C dm + dW - C_p T_C dm \quad [5.176]$$

$$dQ = -RT_C dm + dW \quad [5.177]$$

$$dQ = P d(m\vartheta) - RT_C dm \quad [5.178]$$

$$dQ = P \vartheta dm + P m d\vartheta - RT_C dm \quad [5.179]$$

şeklinde ifade edilir. Genel gaz denklemi,

$$RT dm = P \vartheta dm \quad [5.180]$$

olduğu için ve P=sabit, T=sabit olduğundan; ϑ =sabit olur. Isı;

$$Q_{C41} = 0 \quad [5.181]$$

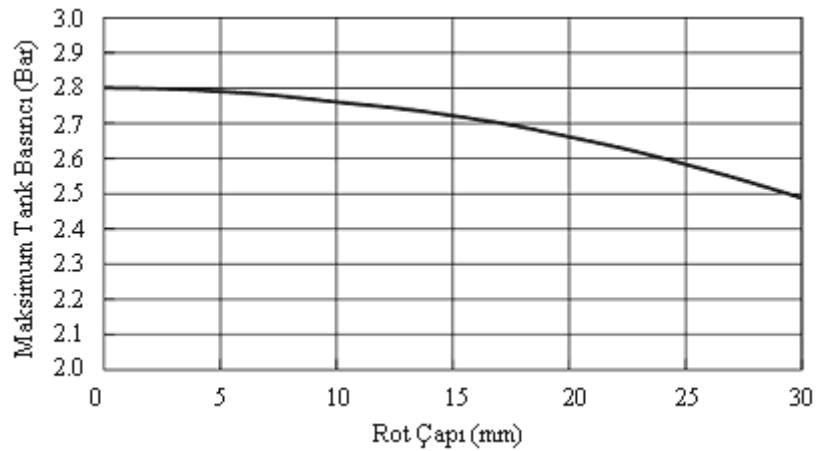
olur. 4-1 sürecinde soğuk hacimde iş,

$$W_{C41} = \frac{(m - m_3)R}{\left(\frac{1}{T_C} - \frac{\epsilon_A}{T_H(\epsilon_A - 1)} \right)} \quad [5.182]$$

yazılabilir.

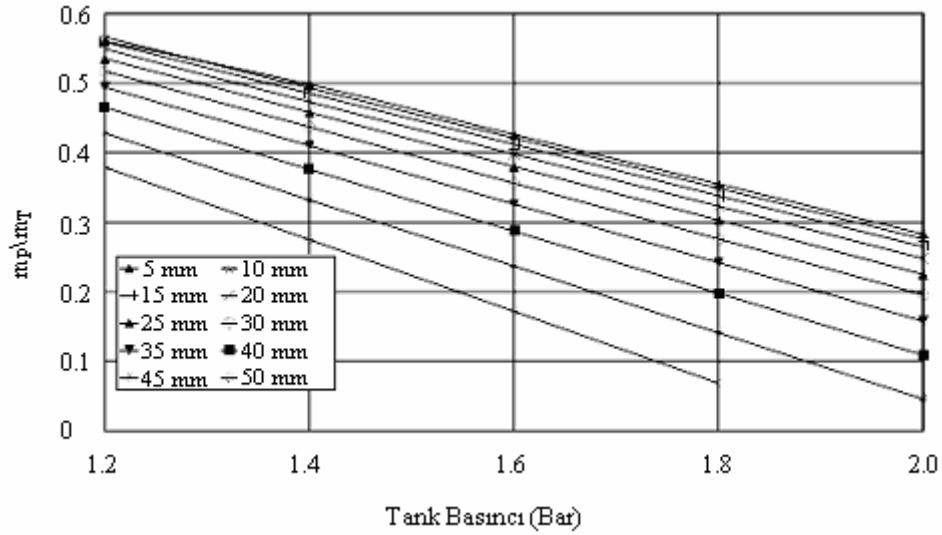
Soğutma makinesinde tank içerisine bir çevrimde sıkıştırılan havanın kütlesi, sıcak kaynak sıcaklığı, soğuk kaynak sıcaklığı, tank basıncı, yer değiştirme pistonu rot çapı ve ölü hacimlere bağlı olarak değişmektedir. İzotermal analizi yapılan soğutma makinesinin termodinamik analiz verileri FORTRAN programına aktarılmış ve Ek-1’de uygulanan program verilmiştir. Fortran programında tasarım ve imalat imkanları dikkate alınarak, soğuk kaynak sıcaklığı 300 K, sıcak kaynak sıcaklığı 1140 K, yer değiştirme silindirin sıcak ve soğuk uçlarındaki ölü hacimlerden her biri 20 cm^3 , rejeneratör hacmi 50 cm^3 ve yer değiştirme pistonunun süpürme hacmi ise 333 cm^3 olarak seçilmiştir. Tank basıncı ve yer değiştirme pistonunun rot çapı birbiri ile ilişkilidir (31).

Yer değiştirme pistonu rot çapının belirli bir değerinde, ortam basıncından başlayarak tank basıncı yavaş yavaş artırılırsa, belirli bir tank basıncına ulaşıldığında tank içerisine pompalanan kütle sıfır olur. Bu noktada tank basıncı maksimum değerindedir. Şekil 5.2’de rot çaplarının maksimum tank basınçlarına etkisi görülmektedir. Şekil 5.2’de görüldüğü üzere, rot çapı 25 mm’nin altında olduğu sürece maksimum tank basıncının değişimi çok fazla değildir. Rot çapını 15 mm olarak alırsak, maksimum tank basıncı 2,72 bar olur. Bu tank basıncı değerinde, T_L 202 K olup bu sıcaklık ihtiyaç duyulanan çok altındadır. Bu sebeple rot çapının tayin edilmesinde, tank basıncı göz ardı edilebilir (31).



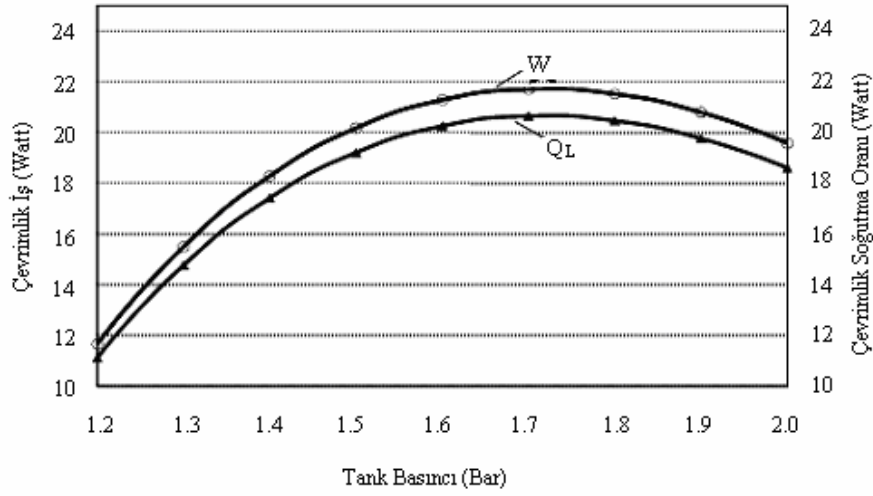
Şekil 5.2. Rot çapına bağlı olarak maksimum tank basıncı değişimi (31)

Pompalanan kütlenin tank basıncı ve rot çapı ile değişimi Şekil 5.3’de görülmektedir. Rot çapı 20 mm’den küçük olduğunda, pompalanan kütlenin rot çapına bağlılığı ihmal edilebilir (31).



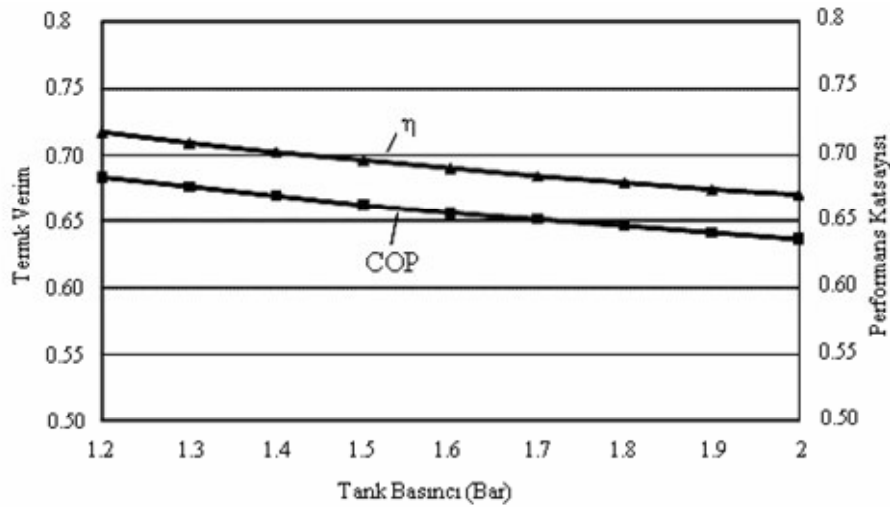
Şekil 5.3. Tank basıncı ve rot çapına bağlı olarak pompalanan kütlenin değişimi (31)

Şekil 5.3’de görüldüğü gibi tank basıncı ile pompalanan kütlenin değişimi lineerdir. Tank içerisine her çevrimde mümkün olduğu kadar çok hava pompalamak için, tank basıncını mümkün olan en düşük seviyede tutmak gerekir. Diğer yandan, çok düşük tank basınçlarında, T_L istenilen yeri soğutmak için yetersiz kalmaktadır. Eğer hedef ikamet edilen veya çalışılan bir yeri iklimlendirmek ise 285 K sıcaklığında hava göndermek gerekmektedir. Bu sıcaklık 1,2 bar tank basıncına karşılık gelmektedir. Bununla birlikte bu basıncı tank basıncı olarak seçersek, Şekil 5.4’de görüldüğü gibi sistem maksimum çevrimlik iş ve soğutma kapasitesinde çalışmamaktadır. Maksimum çevrimlik iş ve soğutma kapasitesi 1,721 bar tank basıncına karşılık gelmektedir ve bu değer makinenin tasarım parametresi olarak tercih edilmiştir (31).



Şekil 5.4. Tank basıncına bağlı olarak iş ve soğutma oranı değişimi (31)

Şekil 5.5’de, tank basıncına bağlı olarak termik verimin ve soğutma performans katsayısının değişimi görülmektedir. Bu sistem ortamdan hava almak ve bu havayı soğutarak aynı ortama vermek sureti ile iklimlendirmeyi sağlamaktadır. Çalışma maddesinin tam bir çevrim gerçekleştirmesi için sistemden çıkış ve sisteme giriş sıcaklıklarının eşit olması gerekmektedir. Çalışma maddesi, çevrimini sistemin dışında sabit basınçta iklimlendirilen ortamdan ısı alarak tamamlamaktadır. Bu işlem tersinmez bir işlem olduğu için sistemin çevrimi az da olsa tersinmezlik ihtiva etmektedir. Bu sebeple η ve COP bir ölçüde basınç oranına bağlıdır (31).



Şekil 5.5. Tank basıncına bağlı olarak COP ve η değişimi (31)

Aynı sıcak ve soğuk kaynaklar arasında çalışan bir Carnot çevriminin verimi 0,736'dır. Tasarlanan makinenin termik verimi 1,721 bar tank basıncında 0,683'dir. Aynı tank basıncında COP 0,65'dir. Rot çapı küçüldüğünde η ve COP arasındaki fark azalmaktadır. Bu durumda içten yanmalı motorların pratik termik veriminin yaklaşık 0,33 olduğunu hatırlarsak, Q_H nin işe dönüşen miktarı $0,33 \times Q_H$ olur ve sistemin gerçek COP si,

$$COP = \frac{Q_L}{W} = \frac{Q_L}{0,33 Q_H} = 3 \times 0,65 = 1,95$$

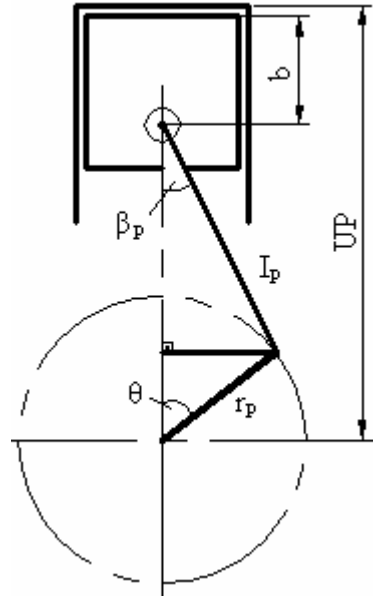
olmaktadır (31).

5.2. Adyabatik Genişleme

Adyabatik analiz kullanılarak Ericson çevrimine göre çalışan bir soğutma makinesinin, krank mili açısına bağlı olarak genişleme pistonu, giriş valfi ve çıkış valfinin kurs değişimlerini incelenebilmektedir. İmalatı yapılan soğutma makinesinin adyabatik analizi FORTRAN programı yardımı ile bir çevrim boyunca krank milinin her 1° dönüşü için incelenmiş ve kullanılan program Ek-1'de verilmiştir.

Analize genişleme pistonu en üst konumda iken başlanmış ve krank milinin her 1° dönüşüne göre hesaplamalar yapılmıştır.

Şekil 5.6'de güç pistonunun biyelinin silindir eksenini ile yaptığı açıyı hesaplamak için;



Şekil 5.6. Genişleme pistonu kursunun analizi

$$r_p \sin \theta = I_p \sin \beta_p \quad [5.183]$$

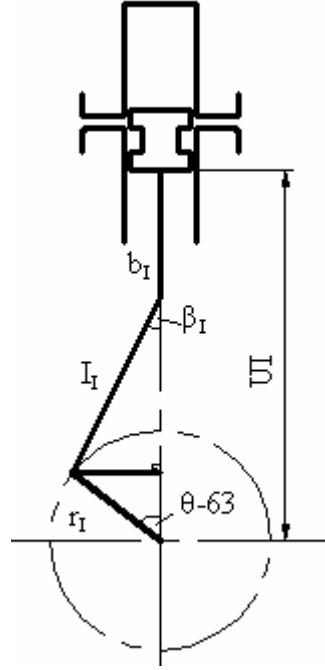
$$\beta_p = \arcsin \left(\frac{r_p}{I_p} \sin \theta \right) \quad [5.184]$$

yazılabilir. Pistonun kursu;

$$U_p = r_p \cos \theta + I_p \cos \beta_p + b \quad [5.185]$$

olarak yazılabilir.

Şekil 5.7’de genişleme pistonunun giriş valfinin biyelinin itici çubuk ile yaptığı açığı hesaplamak için,



Şekil 5.7. Genişleme pistonu giriş valfi kursunun analizi

$$r_I \sin(\theta - 63) = I_I \sin \beta_I \quad [5.186]$$

$$\beta_I = \arcsin\left(\frac{r_I}{I_I} \sin(\theta - 63)\right) \quad [5.187]$$

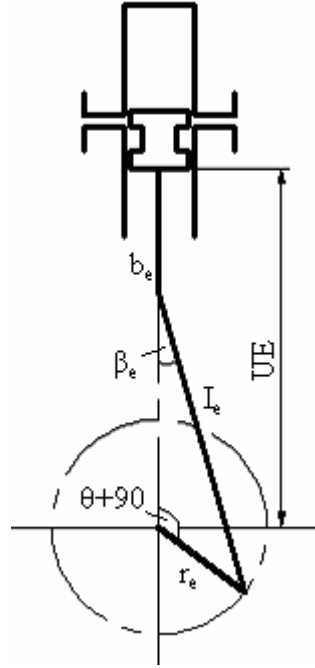
yazılabilir.

Giriş valfinin aldığı kursu hesaplamak için,

$$U_I = r_I \cos(\theta - 63) + I_I \cos \beta_I + b_I \quad [5.188]$$

olarak yazılabilir.

Şekil 5.8’de genişleme pistonunun çıkış valfinin biyelinin itici çubuk ile yaptığı açığı hesaplamak için,



Şekil 5.8. Genişleme pistonu çıkış valfi kursunun analizi

$$r_e \sin(\theta + 90) = I_e \sin \beta_e \quad [5.189]$$

$$\beta_e = \arcsin\left(\frac{r_e}{I_e} \sin(\theta + 90)\right) \quad [5.190]$$

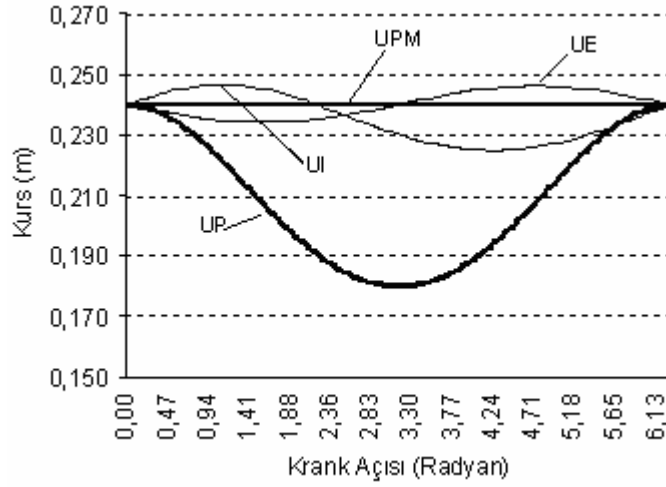
yazılabilir.

Genişleme pistonu çıkış valfinin kursu,

$$U_e = r_e \cos(\theta + 90) + I_e \cos \beta_e + b_e \quad [5.191]$$

olarak yazılabilir.

Eş. 5.185, 5.188, 5.191'den yararlanılarak genişleme pistonu, giriş ve çıkış valfinin kursları hesaplanmıştır. Şekil 5.9'de, soğutma makinesinin genişleme pistonu, giriş ve çıkış valfinin kursları krank açısına bağlı olarak gösterilmiştir.



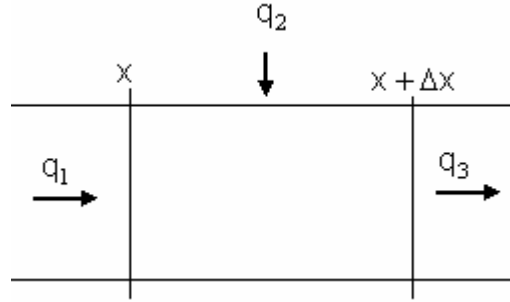
Şekil 5.9. Krank açısına bağlı genişleme pistonu, giriş ve çıkış valfinin kursları

UPM: Üst ölü nokta, UI: Giriş Valfi Kursu UE: Çıkış valfi kursu
UP: Genişleme pistonu kursu

Şekil 5.9'de görüldüğü üzere genişleme pistonu Ü.Ö.N'da iken, giriş valfinin biyeli genişleme pistonunun biyelinin 63° gerisinde, çıkış valfinin biyeli genişleme pistonunun 90° ilerisinde bulunmaktadır. Genişleme pistonu Ü.Ö.N'da iken giriş valfi açılmakta ve yaklaşık 127° açık kalmaktadır. Bu mesafede güç pistonun tanka gönderdiği basıncı artırılmış hava genişleme silindiri içerisine alınmaktadır.

5.3. Rejeneratör Kanallarındaki Isı Transferi

Rejeneratör kanallarındaki gazın akış esnasında ısınması ve soğumasının yeterli seviyede olabilmesi için rejeneratör kanalının uzunluğunun tasarlanması gerekmektedir. Şekil 5.10'da görülen x ve $x + \Delta x$ noktaları bir rejeneratör kanalının iki kesitini göstermektedir. Bu iki kesit arasında kalan hacim elemanına giren ve çıkan enerjileri balanslayarak rejeneratör kanalının uzunluğunun belirlenmesinde kullanılacak olan enerji denklemi elde edilebilir. Soğuk hacimden sıcak hacme akışta, x kesitinden giren enerji ile katı cıdardan gaza transfer edilen enerjinin toplamı $x + \Delta x$ kesitinden çıkan enerjiye eşit olmak zorundadır (Şekil 5.10).



Şekil 5.10. Rejeneratör kanallarındaki ısı transferi

Enerji balansı;

$$q_3 = q_1 + q_2 \quad [5.192]$$

olur. q_1 enerjisi taşıma ve gaz içerisindeki kondüksiyonun toplamından ibarettir.

$$q_1 = u A_c \rho C_p T - k A_c \frac{dT}{dx} \quad [5.193]$$

Katı cidardan gaza aktarılan ısı konveksiyonla gerçekleşmektedir.

$$q_2 = h P \Delta x (T_w - T) \quad [5.194]$$

Burada T_w cidar sıcaklığını, T ise akışkanın eleman içerisindeki sıcaklığını göstermektedir.

$x + \Delta x$ kesitinden çıkan enerji taşıma ve gaz içerisindeki kondüksiyondan ibarettir.

$$q_3 = \left(u + \frac{du}{dx} \Delta x\right) A_c \left(\rho + \frac{d\rho}{dx} \Delta x\right) C_p \left(T + \frac{dT}{dx} \Delta x\right) - k A_c \left(\frac{dT}{dx} + \frac{d^2T}{dx^2} \Delta x\right) \quad [5.195]$$

Bunlar Eş. 192'de yerine yazılırsa;

$$(u + \frac{du}{dx} \Delta x) A_c (\rho + \frac{d\rho}{dx} \Delta x) C_p (T + \frac{dT}{dx} \Delta x) - k A_c (\frac{dT}{dx} + \frac{d^2 T}{dx^2} \Delta x) =$$

[5.196]

$$u A_c \rho C_p T - k A_c \frac{dT}{dx} + h P \Delta x (T_w - T)$$

olur.

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{C_p}{k} (u \rho \frac{dT}{dx} + u T \frac{d\rho}{dx} + T \rho \frac{du}{dx}) = - \frac{h P}{k A_c} (T_w - T)$$

[5.197]

$$u T \frac{d\rho}{dx}, T \rho \frac{du}{dx} \text{ ihmal edilirse;}$$

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{C_p}{k} (u \rho \frac{dT}{dx} + u T \frac{d\rho}{dx} + T \rho \frac{du}{dx}) + \frac{h P}{k A_c} (T_w - T) = 0$$

[5.198]

olur. Son eşitlikte parantezin içerisinde bulunan $u T \frac{d\rho}{dx} + T \rho \frac{du}{dx}$ terimlerinin

toplamı $\frac{T}{Ac} \frac{d}{dx} (Ac u \rho) = \frac{T}{Ac} \frac{d\dot{m}}{dx}$ şeklinde düzenlenebilir. Burada $\dot{m}$ kütleli debi

olup sürekli akışta her kesitte aynı olduğundan bu terimler ihmal edilebilir. Sonuç olarak eşitlik;

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{C_p}{k} (u \rho \frac{dT}{dx}) + \frac{h P}{k A_c} (T_w - T) = 0$$

elde edilir.

$$\frac{C_p \rho}{k} = \frac{1}{\alpha} \text{ ifadesi yerine koyulur ise,}$$

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{u}{\alpha} \frac{dT}{dx} + \frac{hP}{kA_c} (T_w - T) = 0 \quad [5.199]$$

elde edilir. Duvar sıcaklığının değişimi lineer kabul edilir ise;

$$T_w = \left[T_c + (T_H - T_c) \frac{x}{L} \right] \quad [5.200]$$

şeklinde ifade edilebilir. T_w yerine yazılarak enerji balansı yeniden;

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{u}{\alpha} \frac{dT}{dx} - \frac{hPT}{kA_c} + \frac{hP}{kA_c} \left[T_c + (T_H - T_c) \frac{x}{L} \right] = 0 \quad [5.201]$$

şeklinde düzenlenir. Bu denklemin sonlu fark şekli;

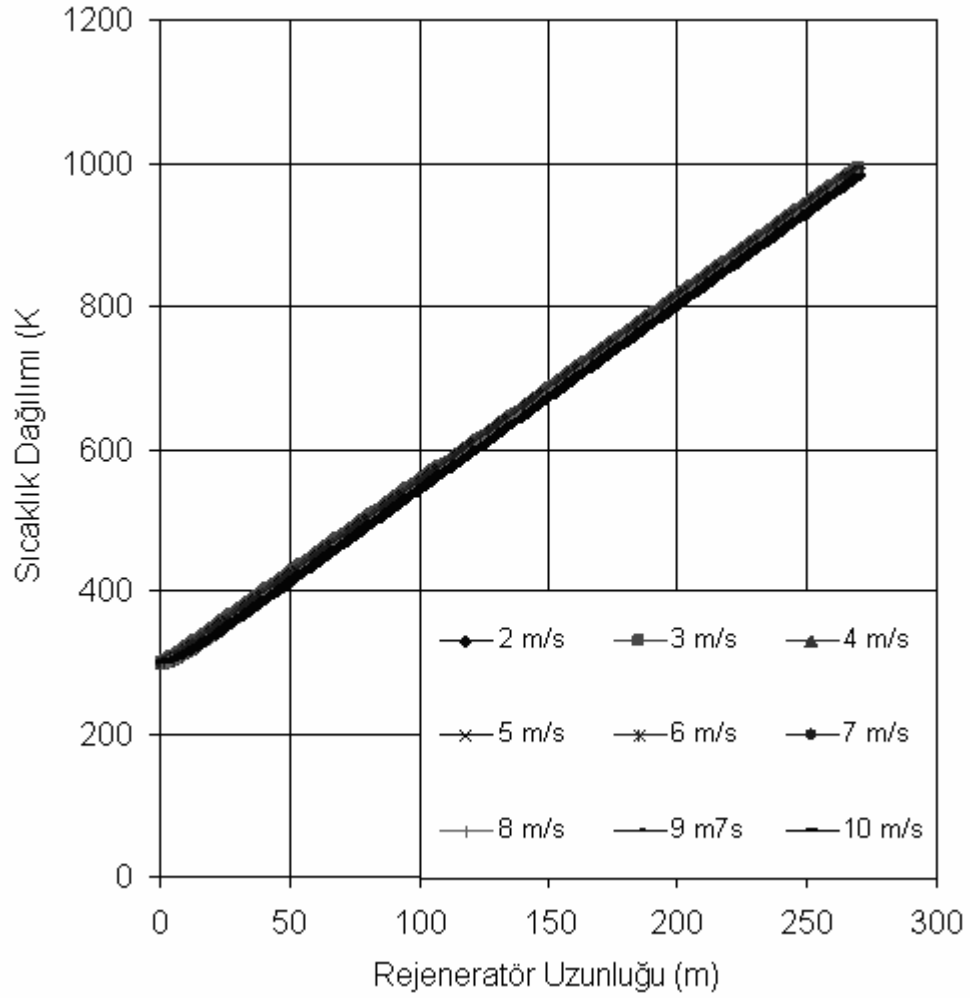
$$\frac{T_{i+1} - 2T_i + T_{i-1}}{\Delta x^2} - \frac{u(T_i + T_{i-1})}{\alpha \Delta x} - \frac{hPT_i}{kA_c} = -\frac{hP}{kA_c} \left[T_c + (T_H - T_c) \frac{x_i}{L} \right] \quad [5.202]$$

elde edilir. Kare borulardan oluşan rejeneratör içerisindeki tam gelişmiş laminar akışın Nusselt sayısı 3,61 olarak verilmektedir (32). Rejeneratör kanallarının giriş bölgesindeki Nusselt sayısı 8 civarında verilmektedir. Nusselt sayısının kanal boyunca ortalama değeri 4 olarak alınabilir. Bu durumda ısı taşınım katsayısı;

$$h = Nu \frac{k}{D_h} \quad [5.203]$$

Eş. 5.203'den $120 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak belirlenmektedir. Havanın 300 ile 1000 K sıcaklık aralığında ortalama ısı yayılım katsayısı $100 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ olarak alınabilir. Yine aynı sıcaklık aralığında havanın konduksiyon iletim katsayısı $0,03 \text{ W/mK}$ alınabilir. Bu veriler kullanılarak Eş. 5.202 çözüldüğünde kanal içerisindeki sıcaklık dağılımı elde edilir (Şekil 5.11).

Şekil 5.11’de 2 m/s den başlayarak 10m/s hıza kadar sıcaklık dağılımı verilmektedir. Duvar sıcaklığı ile gaz sıcaklığı arasındaki sapma 10 m/s hızda en büyük değerine ulaşmaktadır ve en büyük sapma 19 K olarak belirlenmiştir. Burada 270 mm rejeneratör uzunluğunun yeterli olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 5.11. Rejeneratör kanallarındaki sıcaklık dağılımı

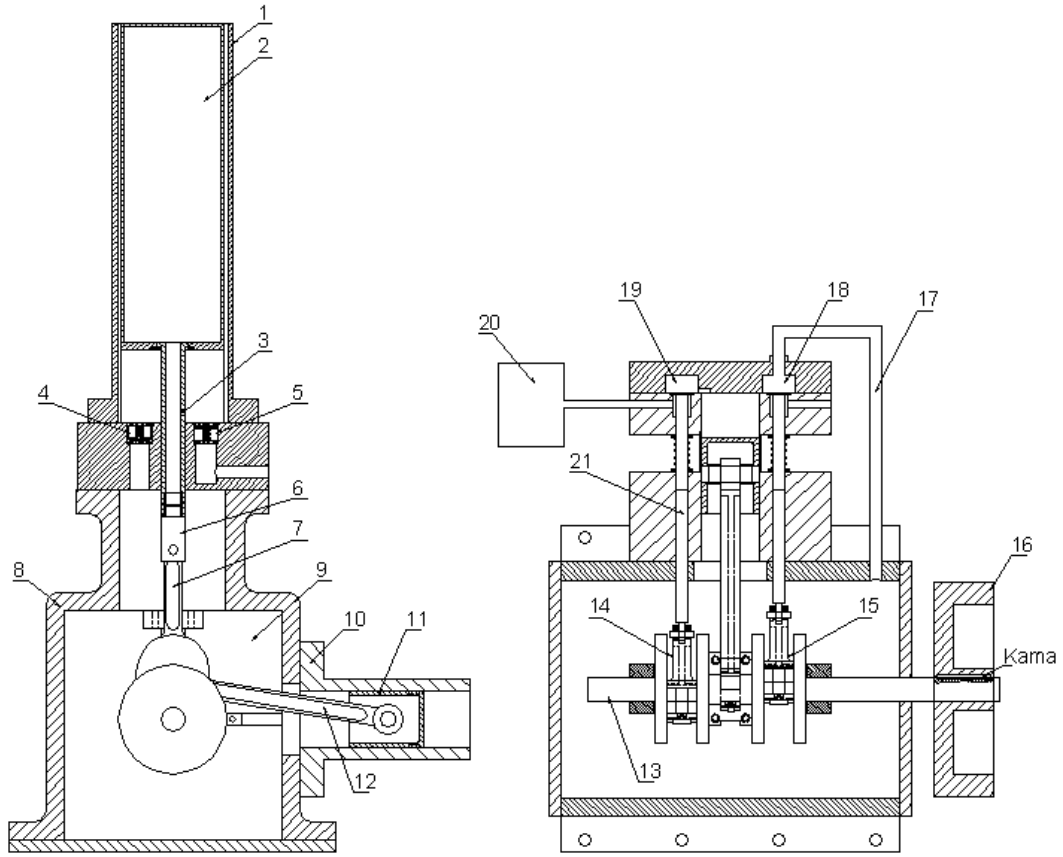
6. DENEYSEL ÇALIŞMA

Soğutma makinesinin imalatı, Çizgi Makine firması atölyeleri ve Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı atölyelerinde yapılmıştır. Motorun imalatı sırasında torna, freze, vargel, difüzör, honlama, ve taşlama cihazları kullanılmıştır.

İmalatı yapılan soğutma makinesi (V) tipi olup genişleme ve güç silindirleri birbiri ile 90 derece açı yapacak şekilde yerleştirilmiştir. Genişleme silindirinin biyeli güç silindirinin biyelinin iç kısmına gelecek şekilde aynı krank muylusuna bağlanmıştır. Soğutma makinesi genişleme silindiri pistonu, genişleme silindiri giriş valfinin 63 derece ilerisinde, genişleme silindiri çıkış valfinin 90 derece gerisinde bulunmaktadır. Soğutma makinesi ısı transfer yüzeyini artırmak amacıyla, güç silindiri iç yüzeyine, 1 mm aralıklarla kenar uzunluğu 1 mm olan dikdörtgen şeklinde eksenel kanallar açılmıştır.

6.1. Soğutma Makinesinin Çalışma Prensibi

İmalatı yapılan soğutma makinesi Şekil 6.1’de şematik olarak görülmektedir. Soğutma makinesi, güç silindiri (termal kompresör) ve genişleme silindirinden (adyabatik genişleme ünitesi) oluşmaktadır. Soğutma makinesinin çalışma iki bölümde incelenmiştir. Birinci bölümde güç silindiri ikinci bölümde ise genişleme silindiri açıklanmıştır.



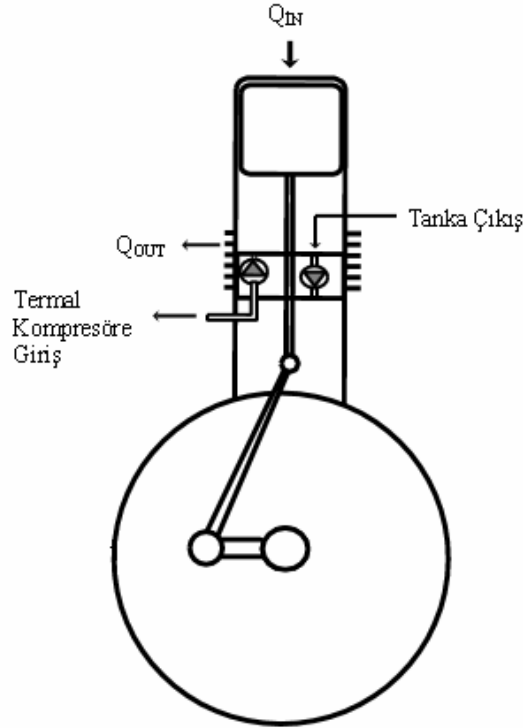
Şekil 6.1. Soğutma makinesinin şematik resmi

1. Güç silindiri 2. Güç pistonu 3. Merkezleme mili 4. Güç silindiri çıkış valfi 5. Güç silindiri giriş valfi 6. Biyel ara parçası 7. Güç silindiri biyeli 8. Motor bloğu 9. Tank 10. Genişleme silindiri 11. Genişleme pistonu 12. Genişleme pistonu biyeli 13. Krank mili 14. Genişleme silindiri çıkış supabı biyeli 15. Genişleme silindiri giriş supabı biyeli 16. Volan 17. Bağlantı elemanı 18. Genişleme silindiri giriş valfi 19. Genişleme silindiri çıkış valfi 20. Soğutulacak ortam 21. Genişleme silindiri çıkış supap çubuğu

6.1.1. Güç silindirinin çalışması

Güç silindirinin çalışması, Şekil 6.2’de şematik şekli ve Şekil 6.3’de sıcak hacimdeki basınç değişim grafiği yardımı ile açıklanmıştır. Şekil 6.2’de görüldüğü gibi, çalışma maddesinin yer değiştirmesi, bir yer değiştirme pistonu ve iki adet çek valf tarafından sağlanmaktadır. Yer değiştirme pistonunun üzerindeki hacim dışarıdan ısıtmak suretiyle T_H sıcaklığında, aşağısındaki hacim de dışarıdan soğutmak sureti ile T_C sıcaklığında sabit tutulmaktadır. Sıcak hacmin sıfır olduğu pozisyon sistemin çalışma

başlangıcı olarak kabul edilmiştir. Displacer sıcak uçta iken sıcak hacim sıfır olmaktadır. Sıcak hacmin sıfır olduğu pozisyonda çalışma maddesinin tamamı soğuk hacimde bulunmaktadır. Bu durumda çalışma maddesinin basınç ve sıcaklığı çevre basınç ve sıcaklığına eşittir.

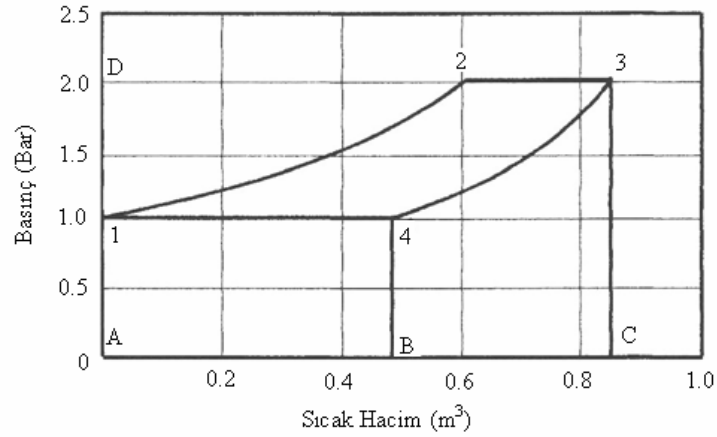


Şekil 6.2. Güç silindiri

Displacer, silindir içersinde sıcak uçtan soğuk uca doğru hareket ettirildiğinde soğuk hacimdeki çalışma maddesinin bir kısmı genişlemekte olan sıcak hacme geçer ve silindir içersindeki hacim yükselmeye başlar. Sıcak hacim artıkça basınç artmaya devam eder. Şekil 6.3’de bu süreç 1-2 eğrisi ile gösterilmektedir. Silindir içersindeki basınç çıkış valfinin basıncına ulaşınca çıkış valfi açılır ve ilk süreç tamamlanmış olur.

Çıkış valfinin açılması ile birlikte başlayan ikinci süreçte displacer soğuk uca doğru hareket etmeye devam eder. Bu süreç Şekil 6.2’de 2-3 eğrisi ile gösterilmiştir. Bu süreç boyunca çıkış valfi açık olduğu için güç silindiri içindeki basınç sabit kalır. Süreç devam ederken soğuk hacimdeki maddenin bir kısmı tanka giderken diğer

kısmı da sıcak hacme geçer. Displacer soğuk hacmi sıfırladığında ikinci süreç sona erer. İkinci süreç tamamlandığında tüpün içerisinde kalan maddenin tamamı sıcak hacimde bulunmaktadır. Bu durumda çalışma maddesinin basıncı tank basıncına, sıcaklığı da sıcak kaynak sıcaklığına eşittir.



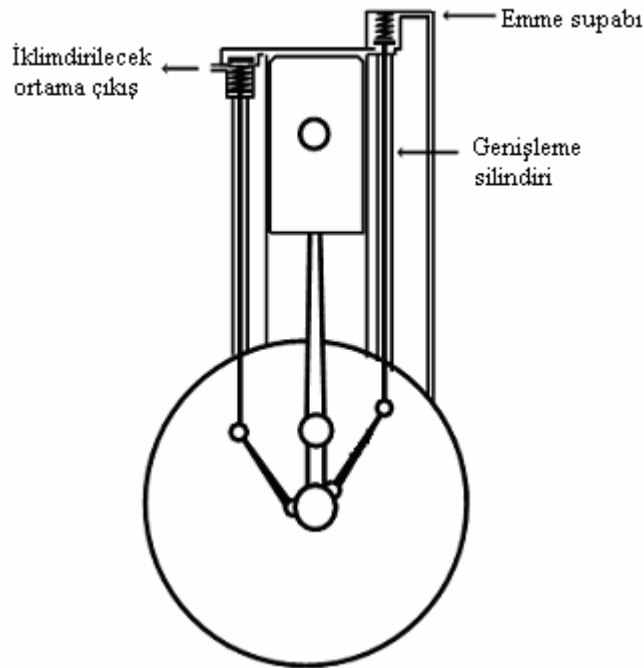
Şekil 6.3. Sıcak hacimde basınç değişimi (33)

Displacer'ın sıcak uca hareket ettirilmesiyle üçüncü süreç başlar. Üçüncü süreç Şekil 6.2'de 3-4 eğrisi ile gösterilmiştir. Üçüncü süreçte soğuk hacim genişlemekte, sıcak hacim daralmaktadır. Bu sürecin başlaması ile birlikte silindir içerisindeki basınç düşmeye başlayacaktır. Çünkü sıcak hacimde bulunan madde soğuk hacme geçmeye başlayacak ve özgül hacmi azalacaktır. Üçüncü süreç boyunca sıcak ve soğuk hacimde bulunan maddenin toplam kütlesi sabit kalır. Soğuk hacmin genişliği belirli bir değere ulaştığında silindir içerisindeki basınç, atmosferik basıncın altına düşer ve giriş valfi açılır. Giriş valfinin açılması ile birlikte üçüncü süreç sona erer.

Dördüncü süreç Şekil 6.3'de 4-1 eğrisi ile gösterilmiştir. Bu süreçte sıcak hacim displacer tarafından sıfırlanır. Sıcak hacimdeki maddenin tamamı soğuk hacme geçer. Ayrıca, silindirden tanka gönderilen hava yerine giriş valfinden yeni hava emilir. Dördüncü sürecin sonunda çevrim tamamlanır (33).

6.1.2. Genişleme silindirinin çalışması

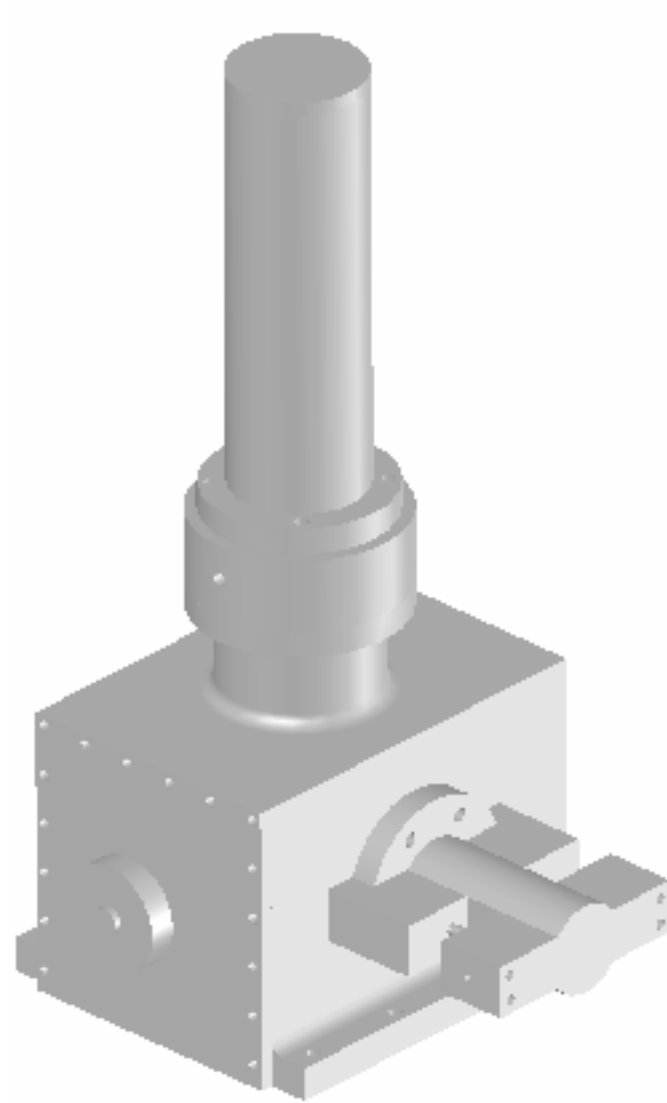
Şekil 6.4’de genişleme silindirinin şekli görülmektedir. Genişleme silindiri genişleme pistonu, giriş valfi ve çıkış valfinden oluşmaktadır. Giriş valfi biyeli genişleme pistonu biyelinin 63° gerisinde, çıkış valfi biyeli ise genişleme pistonu biyelinin 90° ilerisinde bulunmaktadır. Genişleme pistonu Ü.Ö.N.’da iken giriş valfi açılır ve güç silindirinin tanka gönderdiği basınçlı hava genişleme silindirine alınmaya başlar. Giriş valfi biyeli Ü.Ö.N.’yı 63° geçtiğinde giriş valfi kapanır. Giriş valfinin kapanması ile genişleme silindiri içerisindeki hava adyabatik olarak genişletilir. Genişleme pistonu A.Ö.N.’ya geldiğinde, genişleme işlemi sona erer ve çıkış valfi açılır. Çıkış valfinin açılması ile silindir içerisindeki hava soğutulacak ortama verilir. Genişleme pistonu Ü.Ö.N.’ya ulaştığında çıkış valfi kapanır ve çevrim sona erer.



Şekil 6.4. Genişleme silindiri

6.2. İmalatı Yapılan Motor Parçaları

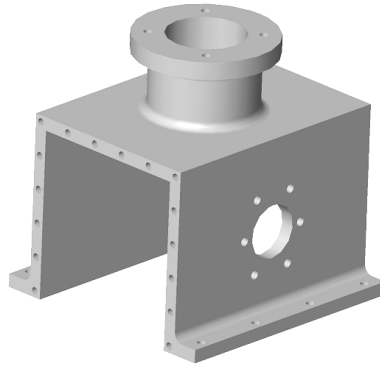
İmalatı yapılan açık sistem (V) tipi soğutma makinesinin şematik resmi Şekil 6.5’de görülmektedir. Motor bloğu, genişleme silindiri ve pistonu, güç silindiri ve pistonu, genişleme ve güç pistonu biyelleri, krank mili, güç silindiri giriş ve çıkış valfleri, genişleme silindiri giriş ve çıkış valfleri, genişleme silindiri giriş ve çıkış valfleri biyelleri motorun temel parçalarını oluşturmaktadır. İmalatı yapılan motor parçaları imalat özellikleri ve şematik şekilleri incelenmiştir.



Şekil 6.5. İmalatı yapılan soğutma makinesi

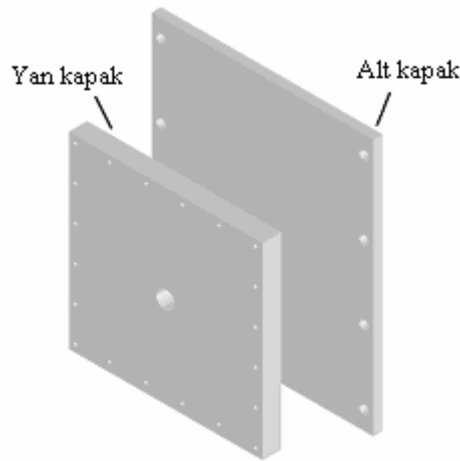
6.2.1. Motor bloğu, yan ve üst kapaklar

Motor bloğu ve güç silindiri flanşı bir bütün olarak sferro dökümden imal edilmiştir. Güç silindirini motor bloğuna bağlamak için flanş üzerine 4 adet cıvata deliği açılmıştır. Genişleme silindirini motor bloğu üzerine doğru bir şekilde bağlamak için motor bloğu genişleme silindiri oturma yüzeyi faturalı bir şekilde yapılmıştır. Motor bloğu üzerine genişleme silindirini bağlamak için cıvata delikleri açılmıştır (Şekil 6.6).



Şekil 6.6. Motor bloğu

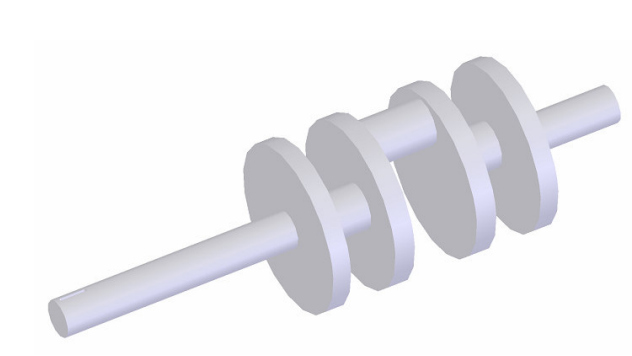
Yan ve alt kapaklar Ç 1020 malzemedan yapılmış ve M 5 civatalar ile motor bloğuna bağlantısı sağlanmıştır (Şekil 6.7).



Şekil 6.7. Motor bloğu alt ve üst kapakları

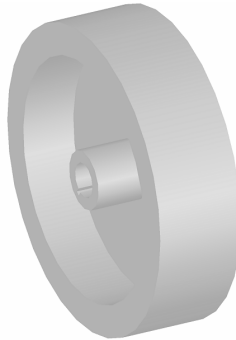
6.2.2. Krank mili ve volan

Şekil 6.8’de görülen krank mili tek parça halinde 4140 sıcak iş çeliğinden imal edilmiştir. Krank mili 58-60 oktavda sulandıktan sonra V yatağına alınarak statik olarak dengelemesi yapılmıştır. Krank taşlama cihazında taşlandıktan sonra polisaj işlemine tabi tutulmuştur.



Şekil 6.8. Krank mili

Volan Ç1040 malzemeden imal edilmiştir. Volan ana mil üzerine kama yardımıyla bağlanmıştır (Şekil 6.9).



Şekil 6.9. Volan

6.2.3. Güç silindiri

Güç silindiri sferro döküm malzemeden imal edilmiştir (Şekil 6.10). Silindir hassas olarak tornalanmıştır. Silindir içerisine ısı transferi yüzey alanını artırmak amacıyla,

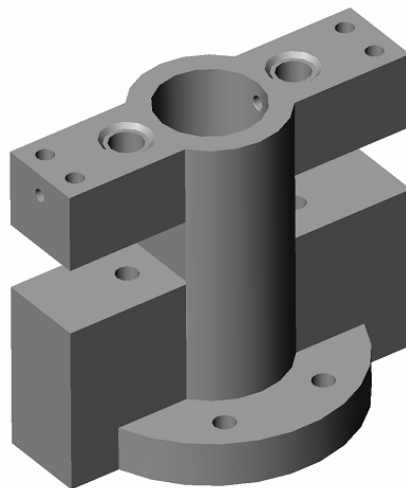
1 mm aralıkla ve 1 mm derinlikte 118 adet kanal açılmıştır. Silindir alt kısmındaki flanşa 4 adet cıvata deliği açılmıştır. Silindir motor bloğu üzerindeki flanşa cıvatalar yardımı ile bağlanmıştır.



Şekil 6.10. Güç silindiri

6.2.4. Genişleme silindiri

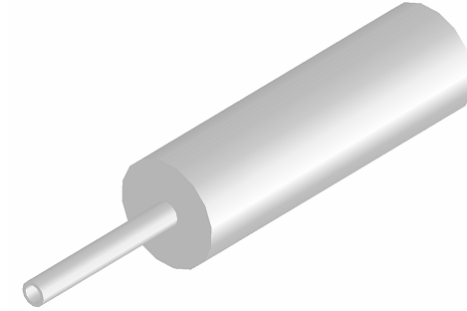
Genişleme silindiri, sferro döküm malzemeden imal edilmiştir. Genişleme silindiri hassas bir şekilde tornalanmış ve honlanmışdır. Genişleme silindiri yan kulaklarına giriş ve çıkış valfleri yerleştirilmiştir (Şekil 6.11).



Şekil 6.11. Genişleme silindiri

6.2.5. Güç pistonu ve merkezleme mili

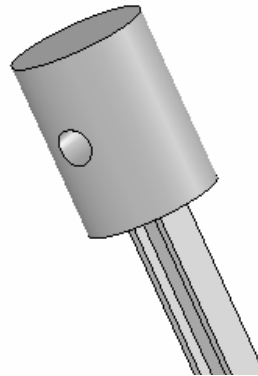
Güç pistonu, dikişsiz çelik malzemeden içi boş boru şeklinde imal edilmiştir. Bu borunun alt ve üst kısımları kapatılmıştır (Şekil 6.12). Pistonun alt kısmına bir merkezleme mili, serbest hareket edecek şekilde kaynakla bağlanmıştır. Merkezleme mili Ç1050 yağ çeliğinden imal edilmiş ve ısıtılma tabi tutulduktan sonra taşlama cihazında taşlanmıştır. Merkezleme milinin biyeli ile bağlantısı, merkezleme mili alt kısmına açılan cıvata deliği yardımıyla sağlanmıştır. Merkezleme mili oturma yüzeyi bronz malzemeden imal edildikten sonra honlanmış ve merkezleme mili ile alıştırmıştır.



Şekil 6.12. Güç pistonu

6.2.6. Genişleme pistonu

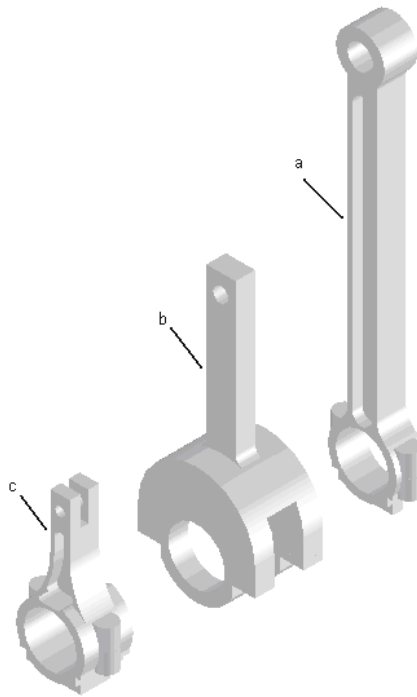
Genişleme pistonu sferro döküm malzemeden imal edilmiş ve genişleme silindirine 0,02 mm çalışma boşluğu ile alıştırmıştır (Şekil 6.13).



Şekil 6.13. Genişleme pistonu

6.2.7. Biyeler

Güç pistonu, genişleme pistonu ve genişleme silindiri giriş ve çıkış valfi biyelleri; alüminyum malzemeden biyel ayağı iki parçalı olarak imal edilmiştir. Biyel ayağına bronz yatak imal edilmiş ve krank muylusuna alıştırılmıştır. Biyel kesitini hafifletmek, dayanımı artırmak ve atalet kuvvetlerini azaltmak amacıyla H şeklinde imal edilmiştir (Şekil 6.14).

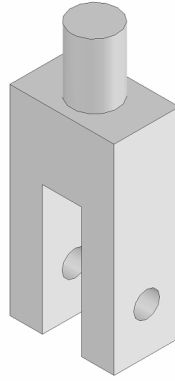


Şekil 6.14 Biyeler

- a) Genişleme pistonu biyeli b) Güç pistonu biyeli
- b) Giriş ve çıkış supapları biyeli

6.2.8. Güç pistonu biyeli ara parçası

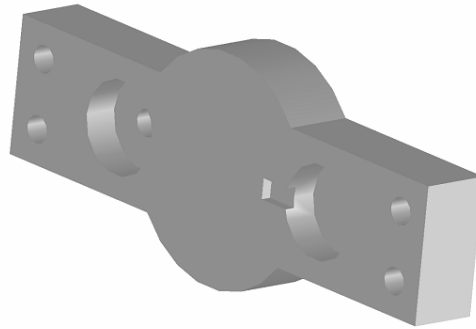
Güç pistonu biyeli ara parçası Ç1040 malzemeden imal edilmiştir (Şekil 6.15). Biyel ara parçasını güç pistonu merkezleme miline bağlamak için M14x20 diş açılmıştır. Biyel ara parçasını biyele bir pim yardımı ile bağlanmıştır.



Şekil 6.15. Güç pistonu biyeli ara parçası

6.2.9. Genişleme silindiri kapağı

Genişleme silindiri kapağı Ç 1040 malzemeden imal edilmiştir. Genişleme silindiri kapağı üzerindeki hava kanalları hassas bir şekilde işlenmiştir. Sızdırmazlığı sağlamak amacıyla kapak ile silindir arasında conta kullanılmıştır. Genişleme silindiri kapağı, genişleme silindirine 4 adet M8 cıvata ile bağlanmıştır (Şekil 6.16).



Şekil 6.16. Genişleme silindiri kapağı

6.2.10. Genişleme pistonu supapları ve supap çubukları

Genişleme silindiri supapları, supap sapları ve supap itici çubukları Ç 4140 malzemeden hassas bir şekilde işlenerek imal edilmişlerdir. Supap sapı çalışma

yüzeyleri raybalanmış ve supap sapları ile alıştırılmıştır. Supap sapı ve supap itici çubuklarının birbiri ile temas eden yüzeyleri sertleştirilmiştir (Şekil 6.17).



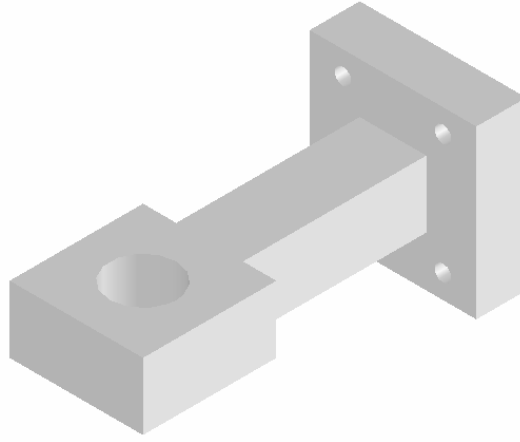
Şekil 6.17. Genişleme pistonu supapları

6.2.11. Güç silindiri giriş ve çıkış supapları

Güç silindiri giriş ve çıkış valfleri olarak hava akışını bir yönde geçiren diğer yönde geçirmeyen pnömatik çek valfler kullanılmıştır.

6.2.12. Krank mili taşıyıcı ayakları

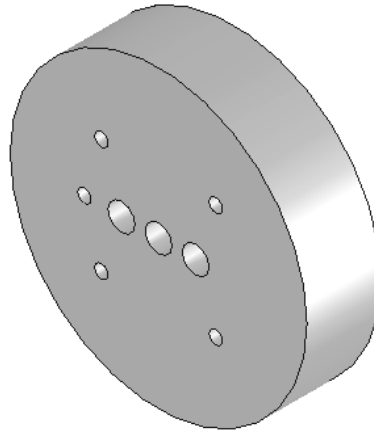
Krank mili, her iki ucundan sıkı geçme olarak geçirilen rulmanlar ile motor bloğunun iç kısmındaki taşıyıcı ayaklara yataklandırılmıştır. Krank mili taşıyıcı ayakları Ç1040 malzemeden imal edilmiştir. Taşıyıcı ayakların motor bloğuna 4 adet M8 cıvata ile bağlantısı sağlanmıştır (Şekil 6.18).



Şekil 6.18. Taşıyıcı ayaklar

6.2.13. Güç silindiri supap oturma tablası

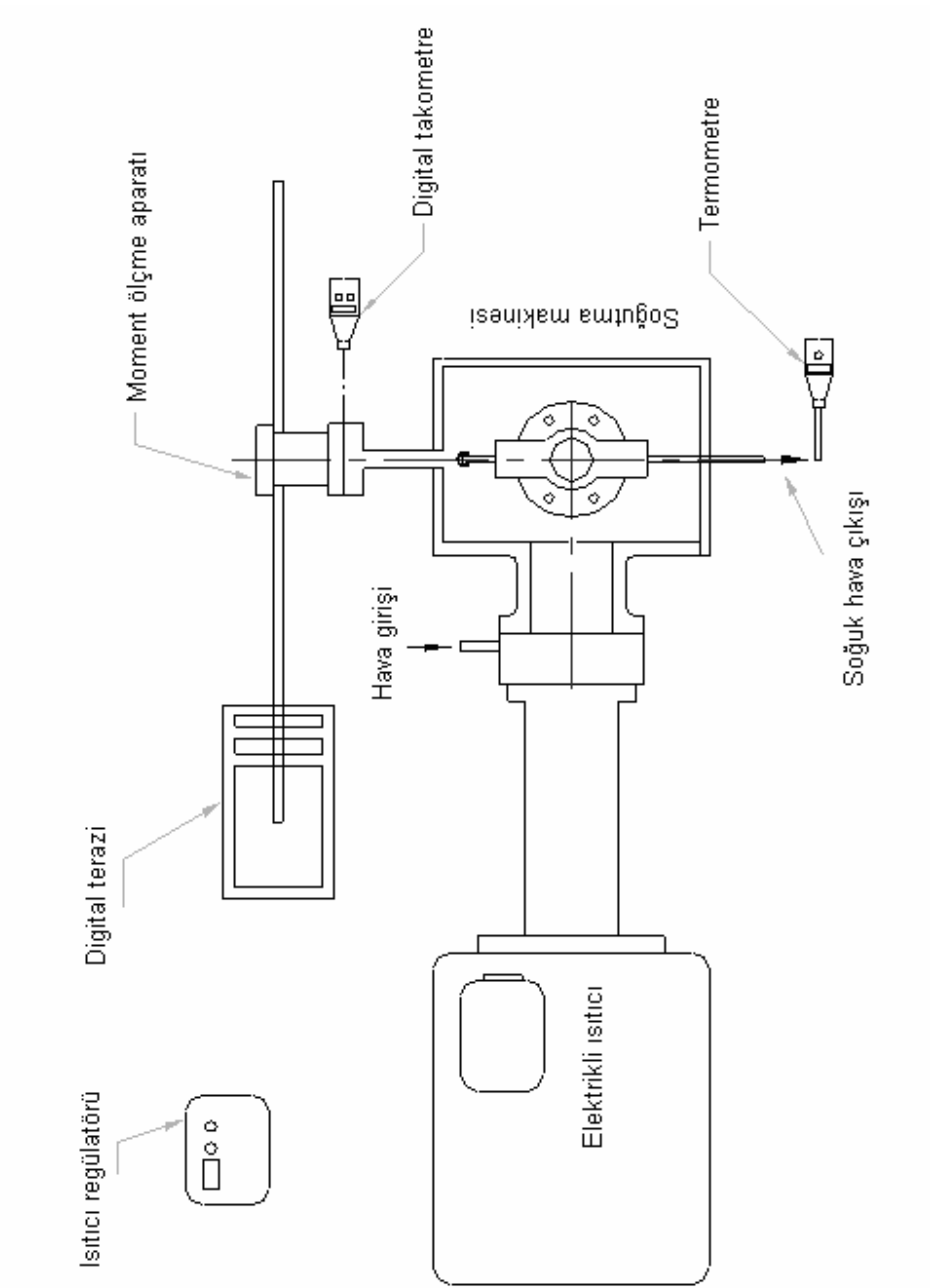
Güç silindiri supap oturma tablası sferro döküm malzemeden imal edilmiş olup üzerine giriş ve çıkış supapları hassas bir şekilde yerleştirilmiştir (Şekil 6.19). Supap oturma tablasının iç kısmına su soğutma kanalları açılmıştır.



Şekil 6.19. Güç silindiri supap oturma tablası

6.3. Deney Yeri

Deneyler Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı laboratuvarlarında yapılmıştır. Deney tesisatının şematik resmi Şekil 6.20’de görülmektedir.



Şekil 6.20. Deney tesisatının şematik resmi

6.4. Isı kaynağı

Isı kaynağı olarak 3000 W gücünde, 1 °C hassasiyetinde, 1200 °C'ye kadar ısıtma yapabilen ve üzerinde sıcaklığı ± 5 °C'de sınırlayan termik regülatörü bulunan bir kullanılmıştır.

6.5. Deneyde Kullanılan Ölçü Aletleri

6.5.1. Dijital takometre

Motor devrinin ölçülmesinde, 5-10000 min⁻¹ aralığında ölçüm yapabilen, 0,1 min⁻¹ hassasiyete sahip DT-2234A model dijital takometre kullanılmıştır.

6.5.2. Termometre

Deney ortamının sıcaklık ve nemini ölçmek için kuru ve yaş termometre kullanılmıştır.

6.5.3. Barometre

Deney ortamının atmosferik basıncını ölçmede kullanılmıştır.

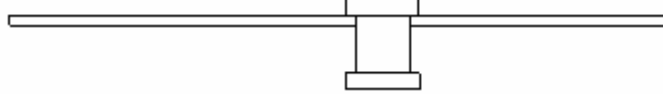
6.5.4. Dijital Elektronik terazi

Motorun torkunu hesaplayabilmek için, 0,1 gr hassasiyetinde, 15 kg kadar ölçme yapabilen TARSAN B-15 marka dijital elektronik terazi kullanılmıştır.

6.5.5. Motor torku ölçme aparatı

Motor torku ölçme aparatının sürtünme yüzeyleri balatalı olarak imal edilmiş ve yükleme yapılan bağlantıda oynak başlı rulman kullanılmıştır. Kuvvet kolu uzunluğu

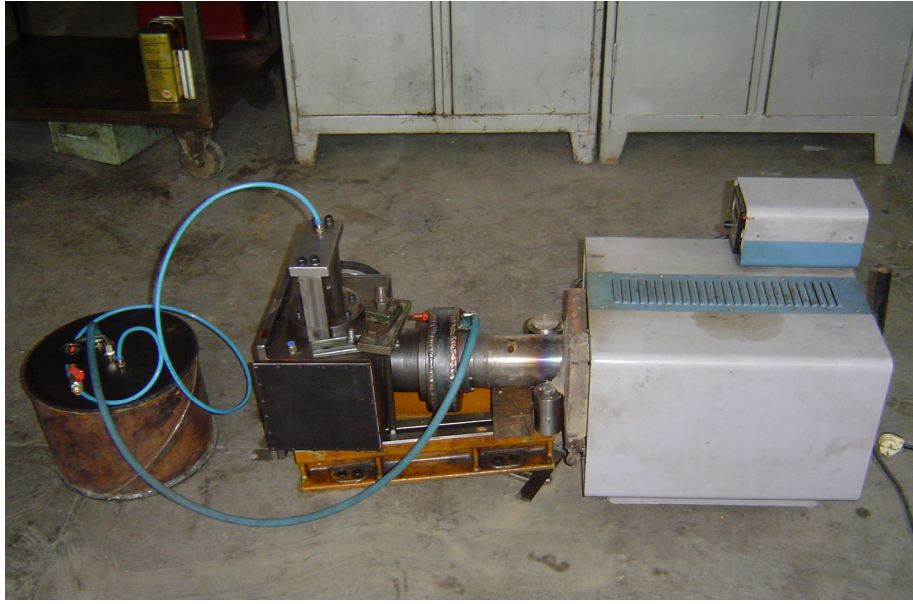
31 cm'dir. Ölçüm sonucunda teraziye etki eden kuvvet ile kuvvet kolu uzunluğu çarpılarak motor torku hesaplanmıştır (Şekil 6.21).



Şekil 6.21. Motor torku ölçme aparatı

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada bir termal kompresör ve bir genişleme silindirinden oluşan bir soğutma makinesi tasarlanmış ve prototip olarak imal edilmiştir. İmal edilen soğutma makinesi Resim 7.1’de görülmektedir.



Resim 7.1. İmal edilen soğutma makinesi

İmal edilen prototipte hassas alıştırma ve ayarlama işlemleri yapıldıktan sonra iki aşamada test edilmiştir. Basıncılı hava birinci aşamada termal kompresör yerine bir elektrikli kompresör ile sağlanmıştır. Elektrikli kompresörle deney sisteminin tankına belirli basınçlarda hava doldurulmuş, makine tanktaki hava ile geçici rejimde çalıştırılarak deneysel veriler alınmıştır. Deneyler laboratuvar koşullarında (18 °C sıcaklığında) ve 0,5, 1, 1,5, 2, 2,5, 3, 3,5 ve 4 bar tank basınçlarında yapılmıştır. Deney sonuçları Çizelge 7.1’de sunulmaktadır.

Çizelge 7.1. Genişleme ünitesinin soğutma performansı

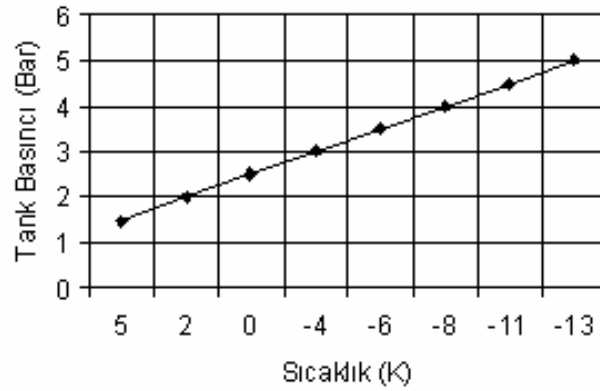
Mutlak Basınç (bar)	Devir (1/min)	Çıkış Sıcaklığı (°C)	Durma süresi(s)	İzentropik sıcaklık (°C)
1,5	228	5	29' 02"	-13
2,0	269	2	33' 72"	-34
2,5	286	0	45' 05"	-49
3,0	325	-4	50' 40"	-60
3,5	352	-6	55' 10"	-70
4,0	386	-8	81' 58"	-77
4,5	409	-11	83' 30"	-83
5,0	418	-13	86' 05"	-89

Deneylerde motor hızı, çıkış sıcaklığı, tank basıncı ve tanktaki havanın tükenme süresi ölçülmüştür. Veriler Çizelge 7.1’de takdim edilmektedir. Çizelge 7.1’de ayrıca genişleme sıcaklığının teorik hesaplara dayanan değerleri görülmektedir. Teorik hesaplara göre tank basıncı 1,5 bar olduğunda sistemden çıkan havanın sıcaklığı -13 °C olması gerekir. Bu basınç makinenin tasarım parametresi olan 1,721 bara çok yakındır. Deneysel veri olarak 5 °C çıkış sıcaklığı ölçülmüştür. Çıkış sıcaklığındaki sapmanın aşağıda izah edilen nedenlerden olduğu tahmin edilmektedir.

1. Elektrikli kompresör yardımı ile 21 lt’lik tanka sıkıştırılan hava prototipe gönderilerek genişletilmektedir. Havanın 21 lt’lik tanka basıldıktan sonra 18 °C olan ortam sıcaklığına düşmesi beklenmeden prototipe gönderildiği için havanın prototipe giriş sıcaklığı belirsizdir. Elektrikli kompresörün havayı 1,5 barlık tanka adyabatik olarak bastığını kabul edersek tanktaki havanın sıcaklığının 327 K olması gerekir. Bu havanın tank cidarları ile ısı alışverişi yaparak 300 K’e soğuduğunu ve sonra prototipte genişletildiğini varsayarsak prototipten çıkış sıcaklığı teorik olarak 267 K olarak belirlenir. Bu sebeple aynı basınç için deney esnasında ölçülen 278 K sıcaklık çok büyük bir sapma sayılmaz.

2. Genişleme ünitesinde pistonun üstünde ve çek valflerin çevresinde 15 cm^3 kadar bir ölü hacim bulunmaktadır. Tanktan gelen hava bu ölü hacme genişlemekte bu genişleme işlemi esnasında hava hız kazanmakta sonra bu hız viskoz sürtünmelerle yok olmakta ve silindire giren havanın sıcaklığı artmaktadır. Sözü edilen işlem tersinmez bir işlem olduğu için makinenin COP ve genişleme sonu sıcaklığının beklenenden farklı olmasına sebep olmaktadır.
3. Bir motor yüksüz çalıştırıldığında motorun hızı belirli bir değere kadar yükselir ve sabit kalır. Bununla birlikte bir çevrimlik bir süre içerisinde motorun mil hızı sabit kalmaz. Gaz genişlerken mil hızı artar, gazın müteakip genişlemesine kadar mil hızı azalır. Mil hızının azalmasına sürtünmeler ve gazı dışarı atmak için gerekli olan enerji tüketimi neden olmaktadır. Bu soğutma makinesinde çıkış portu ve porttan sonraki akış kanallarındaki kayıplar nedeni ile gaza tekrar bir enerji transferi olmakta bu enerji transferi de çıkış gazlarının sıcaklığının istenilen değere düşmesini engellemektedir.
4. Soğutma makinesi 1,721 bar basınç için tasarlanmıştır. Bu basınç değeri üstündeki uygulamalarda genişleme ünitesi yetersiz kalmaktadır.

Şekil 7.1’de soğutma makinesinin uygulanan tank basınçlarında çıkış sıcaklıklarının değişimi görülmektedir. Tank basıncı ile prototip çıkış sıcaklığının değişimi lineerdir. Tasarım parametresi 1,721 bar olmasına rağmen uygulanan daha yüksek basınç değerlerinde de soğutma sıcaklığı düşmektedir. Buda soğutulacak ortamın sıcaklığının kontrolünün tank basıncını değiştirerek gerçekleştirilebileceğini göstermektedir.



Şekil 7.1. Soğutulacak ortam sıcaklığının basınçla değişimi

Deneylerin ikinci aşamasında termal kompresör ve genişleme silindiri birlikte çalıştırılmıştır. Termal kompresörü ısıtmak için bir elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Isıtıcı deney başlangıcında 700 °C'ye ayarlanmıştır. Termal kompresörün çıkışı tanka bağlanmış, tanktaki hava basıncı elektrikli kompresör yardımı ile önceki deneylerde kullanılan basınç değerlerine yükseltilmiş ve makine geçici rejimde çalıştırılarak tekrar aynı ölçümler alınmıştır. Tanktaki havanın bu deneylerdeki tükenme süresi ile önceki deneylerdeki tükenme süresi kıyaslandığında tükenme süresinin artmadığı gözlenmiştir. Bu netice termal kompresörün çalışmadığını göstermektedir. Bununla birlikte kompresörün çıkışına bir manometre bağlayarak kontrol edildiğinde 0,3 bar civarında bir basınç sağladığı ve havayı pompalama işlemini yaptığı görülmüştür. Daha yüksek pompalama basıncı elde etmek için ısıtıcı sıcaklığı 900 °C'ye çıkarılmıştır. Ancak 825 °C civarında makinenin displacerinin sıkıştığı belirlenmiş ve deneylere son verilmiştir.

Termal kompresörün istenen randımanı sağlamamasının muhtemel nedenleri şunlardır:

1. Termal kompresörün giriş ve çıkış valflerinde ve rejeneratör kanallarında ölü hacimler oluşmaktadır. Çalışma maddesi sıcak bölgeden soğuk bölgeye geçerken bir kısmı bu bölgelerde kalarak basınç kaybına neden olmaktadır.

2. Termal kompresörün silindiri sferro döküm malzemedan pistonu ise dikişsiz çelik borudan imal edilmiştir. Piston ve silindir malzemesinin farklı ve çalışma boşluklarının yetersiz olması termal kompresörün silindir ve pistonun 825 °C ısıtıcı sıcaklığında sıkışmasına sebep olmuştur.

Soğutma makinesinin genişleme ve termal kompresör ünitelerindeki ölü hacimler azaltıldığı ve termal kompresörün soğutma mekanizması yeterli soğutmayı sağladığı takdirde Çizelge 7.1'deki çıkış sıcaklıkları elde edilebilecektir.

KAYNAKLAR

1. Özalp, M., “Alternatif Çalışma Akışkanları ile Çalışan Ejektörlü-Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Yapay Sinir Ağları Kullanılarak Termodinamik Analizi”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-3 (2004).
2. Menlik, T., “Alternatif Akışkanlı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Tasarımı, İmali ve Performans Deneyleri”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-40 (2005).
3. Ceylan, M., “Kademeli Soğutma Sistemlerinde Makine Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-3 (2002).
4. Karabulut, H., “ Termodinamik Dersi Ders Notları”, *Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi*, 60-75, (2004).
5. Walker, G., “Stirling Engine”, *Clarendon Pres.Oxford*, 20-65 (1980).
6. Demiralp, M., “Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı ve İmalatı”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 21-23 (2000).
7. Çengel, Y. A., Boles M. A., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, Taner Derbentli, *Mc Graw Hill*, İstanbul, 52-552 (2002).
8. Wu, S., Eames, I. W., “Innovations in Vapour – Absorption Cycles”, *Applied Energy*, 66 (3), 251-266 (2000).
9. Ziegler, F., “Recent Developments and Future Prospects of Sorption Heat Pump Systems”, *International Journal of Thermal Sciences*, 38 (3), 191-208 (1998).
10. Özsoy, E., “Ozon Tabakasına Zarar Vermeyen Alternatif Soğutucu Akışkanları Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 16-21 (2002).
11. Qu, T. F., Wang, R. Z., Wang, W., “Study on Heat and Mass Recovery in Adsorption Refrigeration Cycles”, *Applied Thermal Engineering*, 21, 439-452 (2000).
12. Geldi, C., “Soğutma Sistemlerinde Termodinamik Çevrimlerin Enerji Ekonomisi Bakımından İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 11-12 (2002).
13. Karabulut, H., “Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi ile Taşıtların İçerisinin Eksoz Gazı Enerjisi Kullanarak Soğutulması”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-8 (1987).

14. Lee, S., Sherif, S. A., “Thermodynamic Analysis of a Lithium Bromide/Water Absorption System for Cooling and Heating Applications”, *International Journal of Energy Research*, 25, 1019-1031 (2001).
15. Srihirin, P., Aphornratana, S., Chungabilulpatana, S., “A Review of Absorption Refrigeration Technologies”, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 5, 343-372 (2001).
16. Garland, R. W., Adcock P. W., ‘Refrigeration in A World Without Cfc’s’, *5th World On Chemical Engineers* , California ,135-148, (1996).
17. Sun, D. W., “ Thermodynamic Desing Data and Optimum Desing Maps for Absorption Refrigeration Systems”, *Applied Thermal Engineering*, 17 (3), 211-221 (1997).
18. Chunnanond, K., Aphornratana, S., “Ejectors: Applications in Refrigeration Technology”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8 , 129-155 (2004).
19. Özkol, N., “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, *TMMOB Makine mühendisleri odası yayınları*, Ankara, 1-2, 10-19 (1999).
20. Sun, D. W., “Comparative Study of The Performance of An Ejector Refrigeration Cycle Operating with Various Refrigerants”, *Energy Conversion & Management*, 40, 873-884 (1999).
21. Al-Ansary, H. A. M., “Investigation and İmprovement of Ejector-Driven Heating and Refrigerating Systems”, Doktora Tezi, *Georgia İnstitute of Technology*, Georgia, 1-9 (2004).
22. Hong,W. J., Alhussan, K., Zhang, H., Garris Jr., C. A., “A Novel Thermally Driven Rotor Vane/Pressure-Exchange Ejector Refrigeration System with Environmental Benefits and Energy Efficiency”, *Energy*, 29, 2331–2345 (2004).
23. Kırmacı, V., “Termoelektrik Soğutma Etkisinin Soğutmada Kullanılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 1-5 (1998).
24. Jones, J.B., Dugan, R.E., “Mühendislik Termodinamiği”, Hamra Atılğan, *Beta*, İstanbul, 789-811 (2002).
25. Dağsöz, A.K., “Soğutma Tekniği Isı Pompaları Isı Boruları”, *Meta*, Ankara, 1-2, 10-19 (1990).
26. Taner, K., “Soğutma Tekniği”, *Anadolu Üniversitesi yayınları*, Eskişehir, 27-30, (1987).

27. Kılıçarslan, E., “Soğutma Sistemlerinin Performans Analizi”, Doktora Tezi, **Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, 1-5 (2002).
28. Çınar, C., “Gama Tipi Bir Stirling Motorunun Tasarımı İmalı ve Performans Analizi”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 1-5 (2001).
29. Finkelstein, T., “Thermodynamic Analysis of Stirling Engines”, **Journal Of Spacecraft And Rockets**, 4 (9), 1184-1189 (1967).
30. Karabulut, H., “Stirling Motorlarının Termodinamik Simulasyonu”, **Türk Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi**, 19 (1-2), 21-25 (1998).
31. Karabulut, H., Çınar, C., Aksoy, F., ”Isı ile Çalışan Bir İklimlendirme ve Güç Makinesinin Mekanik Modeli ve Termodinamik Analizleri, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, **Ulusal İklimlendirme Sempozyumu (İKLİM 2005)**, Antalya, Basımda (2005).
32. Incropera, F. P, De Witt, D. P., “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, **John Wiley & Sons**, 398 (1985).
33. Karabulut, H., “Thermodynamic Analysis of Bush Engine”, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi**, 16 (1), 135-144 (2003).

EKLER

EK-1 Bilgisayar Programlari

```

PROGRAM ADYABATIK
REAL LE,LI,LP
OPEN(UNIT=12,FILE='FATIH.DAT')
RP=0.03
LP=0.180
RI=0.011
LI=0.055
AA=63.0*6.283185/360.0
ROI=0.150886
RE=0.006
LE=0.055
CC=90.0*6.283185/360.0
ROE=0.155328
DO I=1,361
TET=(I-1)*6.283185/360.0
AP=ASIN(SIN(TET)*RP/LP)
UPM=RP+LP
UP=LP*COS(AP)+RP*COS(TET)
AI=ASIN(SIN(TET-AA)*RI/LI)
UI=ROI+RI*COS(TET-AA)+LI*COS(AI)
AE=ASIN(SIN(TET+CC)*RE/LE)
UE=ROE+LE*COS(AE)-RE*COS(TET+CC)
WRITE(12,33)TET
END DO
33 FORMAT(F8.6,2X,F8.6,2X,F8.6,2X,F8.6,2X,F8.6)
STOP
END

```

PROGRAM IKLIM

```
REAL M1,M3,MP,MH1,MH2,MH4,MH3,MC1,MC2,MC3,MC4
```

```
R=288.0
```

```
TC=300.0
```

```
TH=1140.0
```

```
TR0=300.0
```

```
TR1=360.0
```

```
TR2=480.0
```

```
TR3=600.0
```

```
TR4=720.0
```

```
TR5=840.0
```

```
TR6=960.0
```

```
TR7=1080.0
```

```
TR8=1140.0
```

```
H=0.06
```

```
VR0=20.0/1000000.0
```

```
VR1=7.0/1000000.0
```

```
VR2=7.0/1000000.0
```

```
VR3=7.0/1000000.0
```

```
VR4=7.0/1000000.0
```

```
VR5=7.0/1000000.0
```

```
VR6=7.0/1000000.0
```

```
VR7=7.0/1000000.0
```

```
VR8=20.0/1000000.0
```

```
AS=55.3/10000.0
```

```
C *****
```

```
EA=31
```

```
VK3=0.0
```

```
AK=AS/EA
```

```
D=((4*AK)/3.14)**0.5
```

```
VK1=AK*H
```

```
VS=VK1*EA
```

```
P1=101325.0
```

```
P2=1.721*P1
```

```
F=VR0/TR0+VR1/TR1+VR2/TR2+VR3/TR3+VR4/TR4+VR5/TR5+VR6/TR6+  
*VR7/TR7+VR8/TR8
```

```
F1=VR0*TC/(TR0*VS)+VR1*TC/(TR1*VS)+VR2*TC/(TR2*VS)+  
*VR3*TC/(TR3*VS)+VR4*TC/(TR4*VS)+VR5*TC/(TR5*VS)+  
*VR6*TC/(TR6*VS)+VR7*TC/(TR7*VS)+VR8*TC/(TR8*VS)
```

```
M1=P1*(VS*(1.0-1.0/EA)/TC+F)/R
```

```
M3=P2*(VS/TH+F)/R
```

```
C-----
```

```
MH1=0.0
```

```
MH2=(P2-P1)*(VS*(1.0-1.0/EA)/TC+F)/(R*TH*(1.0-1.0/EA)/TC-R)
```

```
MH3=P2*(VS*(1.0-1.0/EA)/TC-VS/TH)/(R*TH*(1.0-1.0/EA)/TC-R)
```

```
MH4=(P1*VS*(1.0-1.0/EA)/TC-P2*VS/TH-(P2-P1)*F)/  
*(R*TH*(1.0-1.0/EA)/TC-R)
```

```

MC1=P1*(VS*(1.0-1.0/EA)/TC-VS/TH)/(R*(1.0-TC*EA/(TH*(EA-1.0))))
MC2=((P1-P2)*F+P1*VS*(1.0-1.0/EA)/TC-P2*VS/TH)/
*(R*(1.0-TC*EA/(TH*(EA-1.0))))
MC3=0.0
MC4=(P2-P1)*(VS/TH+F)/(R*(1.0-TC*EA/(TH*(EA-1.0))))
C-----
WH12=M1*R*LOG(P1/P2)/(1.0/TH-(EA-1.0)/(TC*EA))
WH23=R*TH*(MH3-MH2)
WH34=M3*R*LOG(P2/P1)/(1.0/TH-(EA-1.0)/(TC*EA))
WH41=-MH4*R*TH
C-----
WC12=M1*R*LOG(P1/P2)/(1.0/TC-EA/(TH*(EA-1.0)))
WC23=R*TC*(MC3-MC2)
WC34=M3*R*LOG(P2/P1)/(1.0/TC-EA/(TH*(EA-1.0)))
WC41=R*TC*(MC1-MC4)
C-----
QH12=-R*TH*MH2+WH12
QH34=WH34-R*TH*(MH4-MH3)
QC12=-R*TC*(MC2-MC1)+WC12
QC34=WC34-R*TC*MC4
C ISI HESABI
QC=QC12+QC34
QH=QH12+QH34
C POMPALANAN KÜTLE
MP=(M1-M3)
DMP=MP/M1
C KUYRUK İŞ HESABI
WK=P2*VS*(P1*((1.0-1.0/EA)+F1)/P2-(TC/TH+F1))*LOG(P2/P1)/
*(EA*(1.0-TC/TH)-1.0)
C ADYABATİK GENİŞLEME SICAKLIK HESABI
TL=TC*(P1/P2)**(0.2857)
C ADYABATİK GENİŞLEME İŞİ
WA=MP*1005.0*(TC-TL)
C COP VE VERİM HESABI
QL=MP*1005.0*(TC-TL)
COP=QL/(QH)
WOT=WA+WK
ETA=WOT/QH
C-----
PRINT*,ETA,COP,D,DMP
STOP
END

```

```

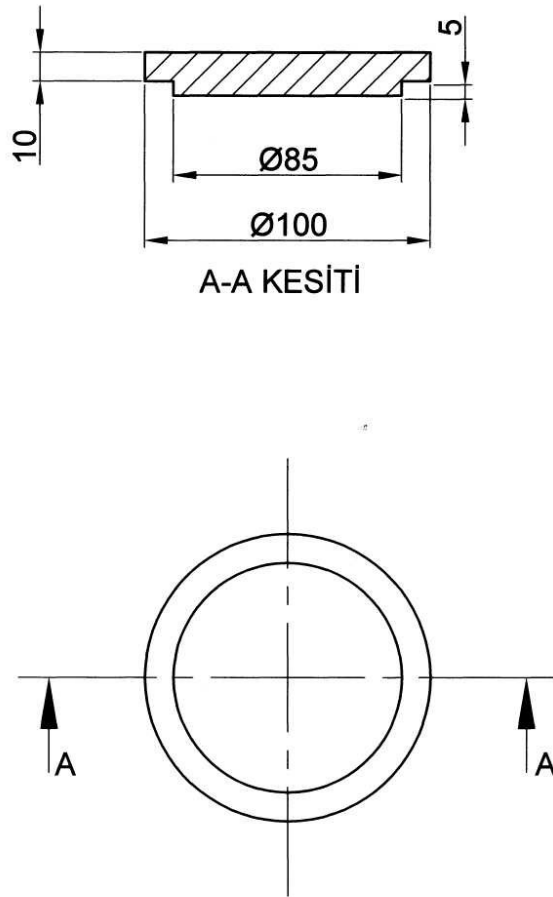
PROGRAM PISTON
DIMENSION X(300),T(300)
REAL K,L
OPEN(UNIT=12,FILE='FATIH.DAT')
TC=300.0
TH=1000.0
H=120.0
DX=0.001
ALF=100.0/1000000.0
AC=1.0/1000000.0
K=0.03
P=4.0/1000.0
U=0.0
L=270.0/1000.0
DO I=1,271
X(I)=DX*(I-1)
T(I)=TC+(TH-TC)*X(I)/L
END DO
T(1)=300.0
T(271)=1000.0
DO J=1,2000
DO I=2,270

$$T(I) = (H * P * (TC + (TH - TC) * X(I) / L) / (K * AC) + T(I + 1) / DX ** 2 + T(I - 1) * (1.0 / DX ** 2 + U / (ALF * DX))) / (2.0 / DX ** 2 + U / (ALF * DX) + H * P / (K * AC))$$

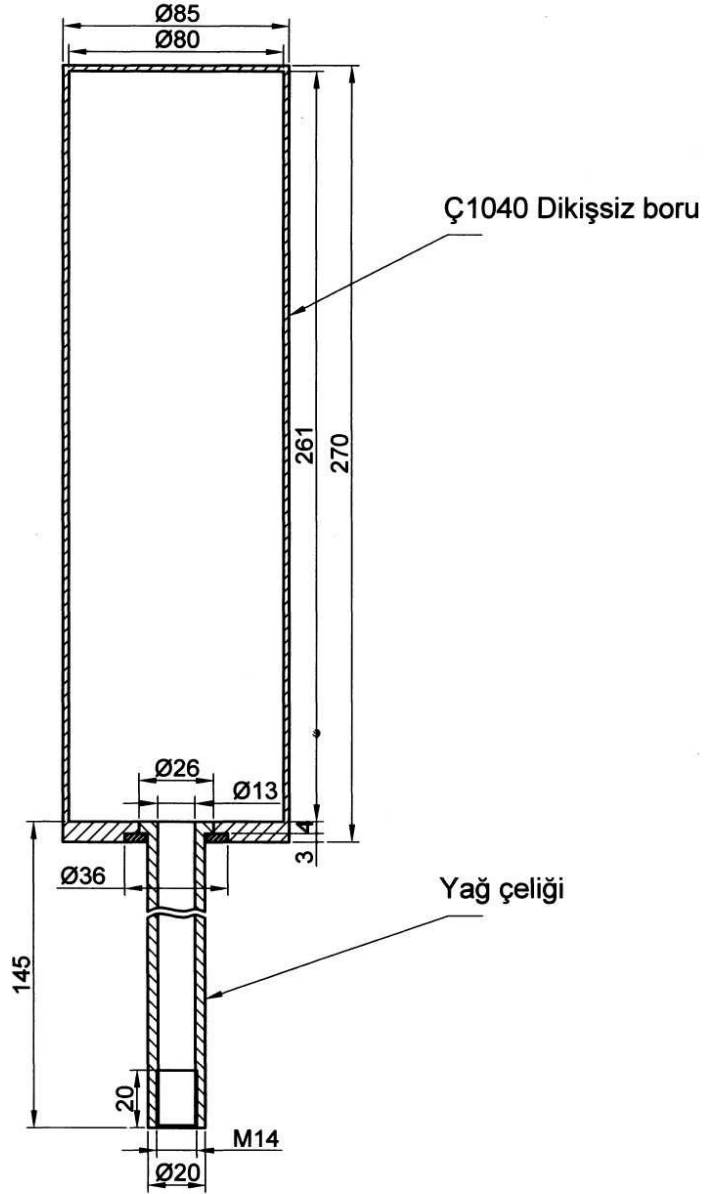
END DO
END DO
DO I=1,271
PRINT*,T(I),I
WRITE(12,22)T(I)
END DO
22FORMAT(F8.4)
STOP
END

```

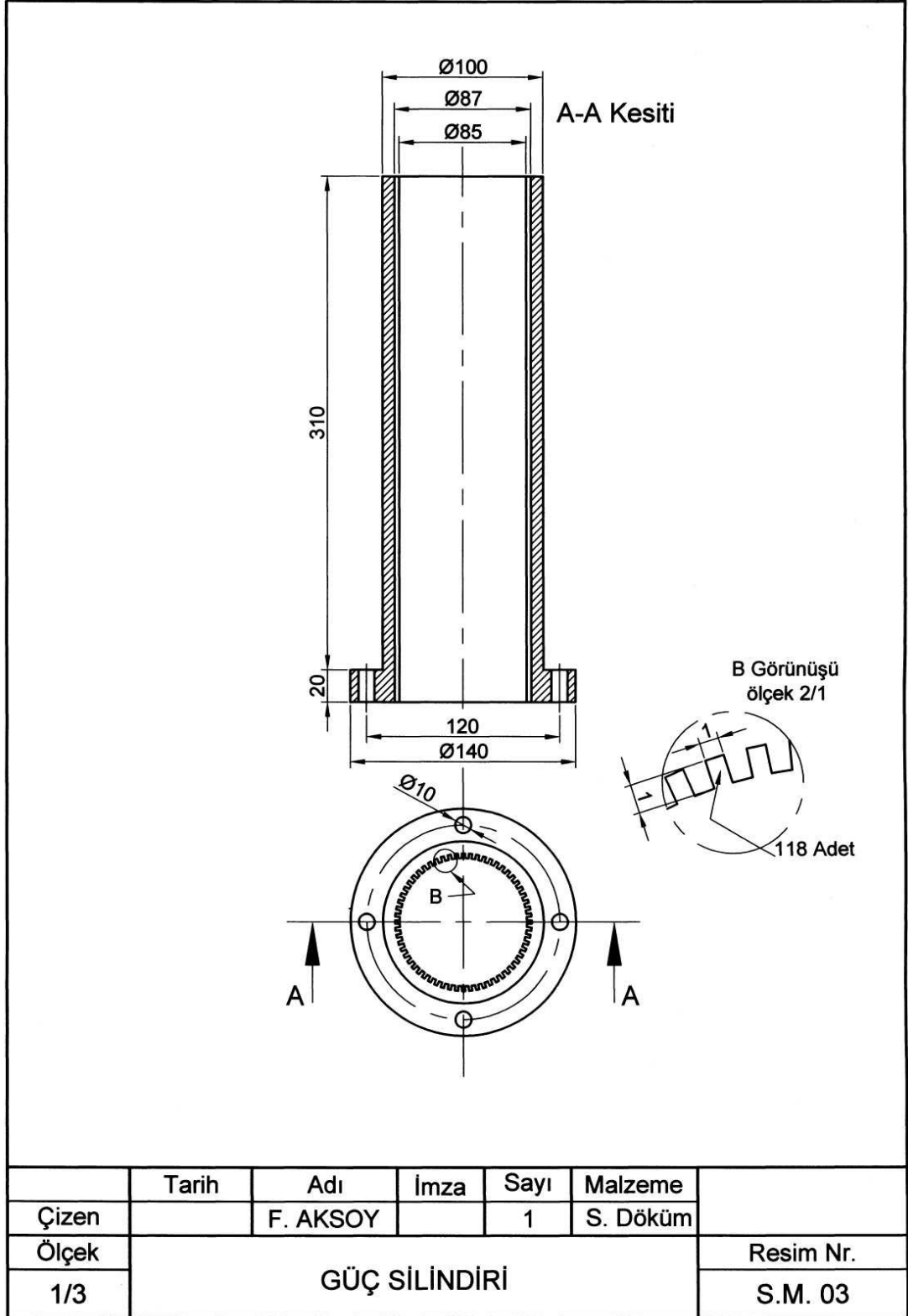

EK-2 Motor Çizimleri Ve Resimleri

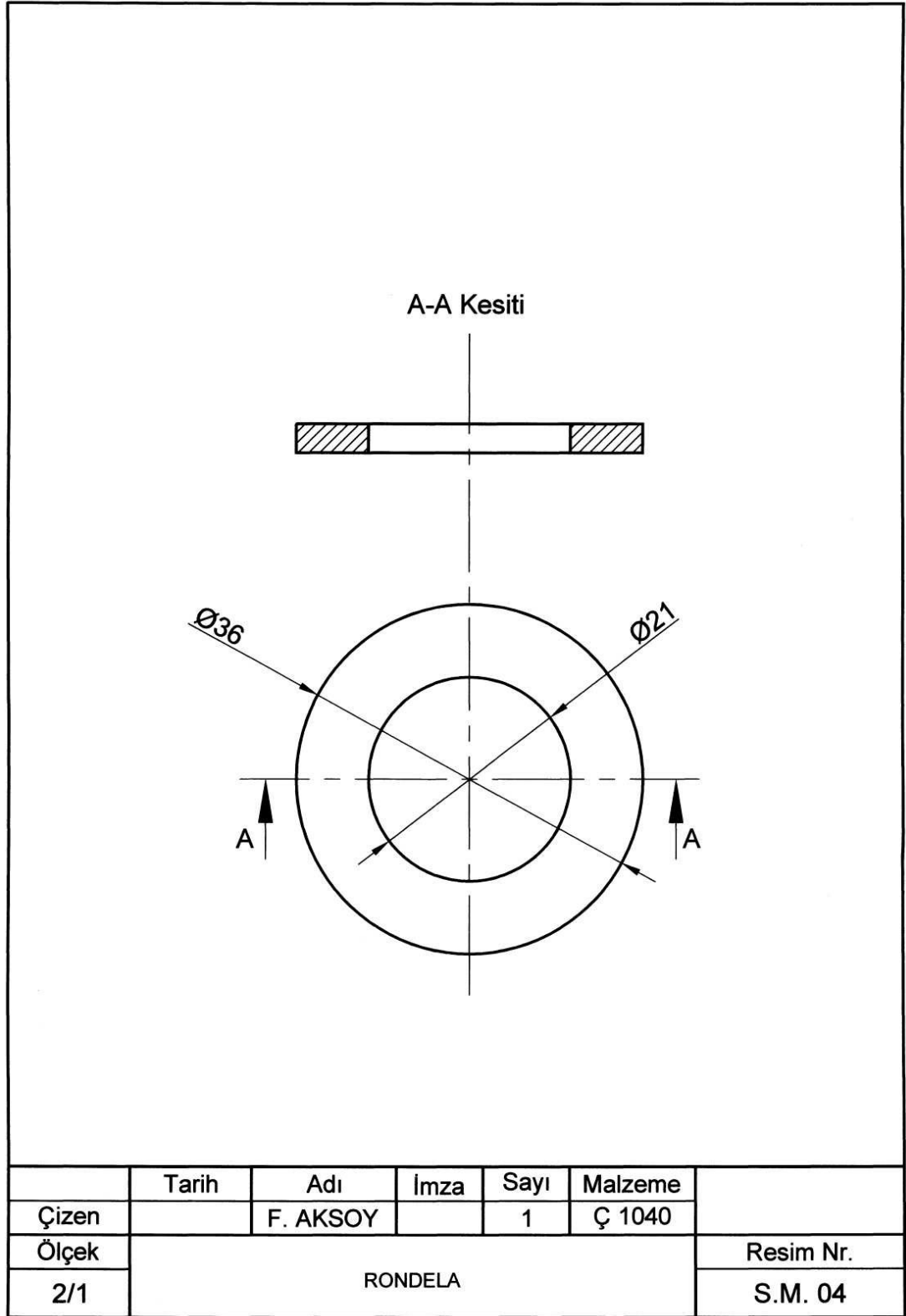


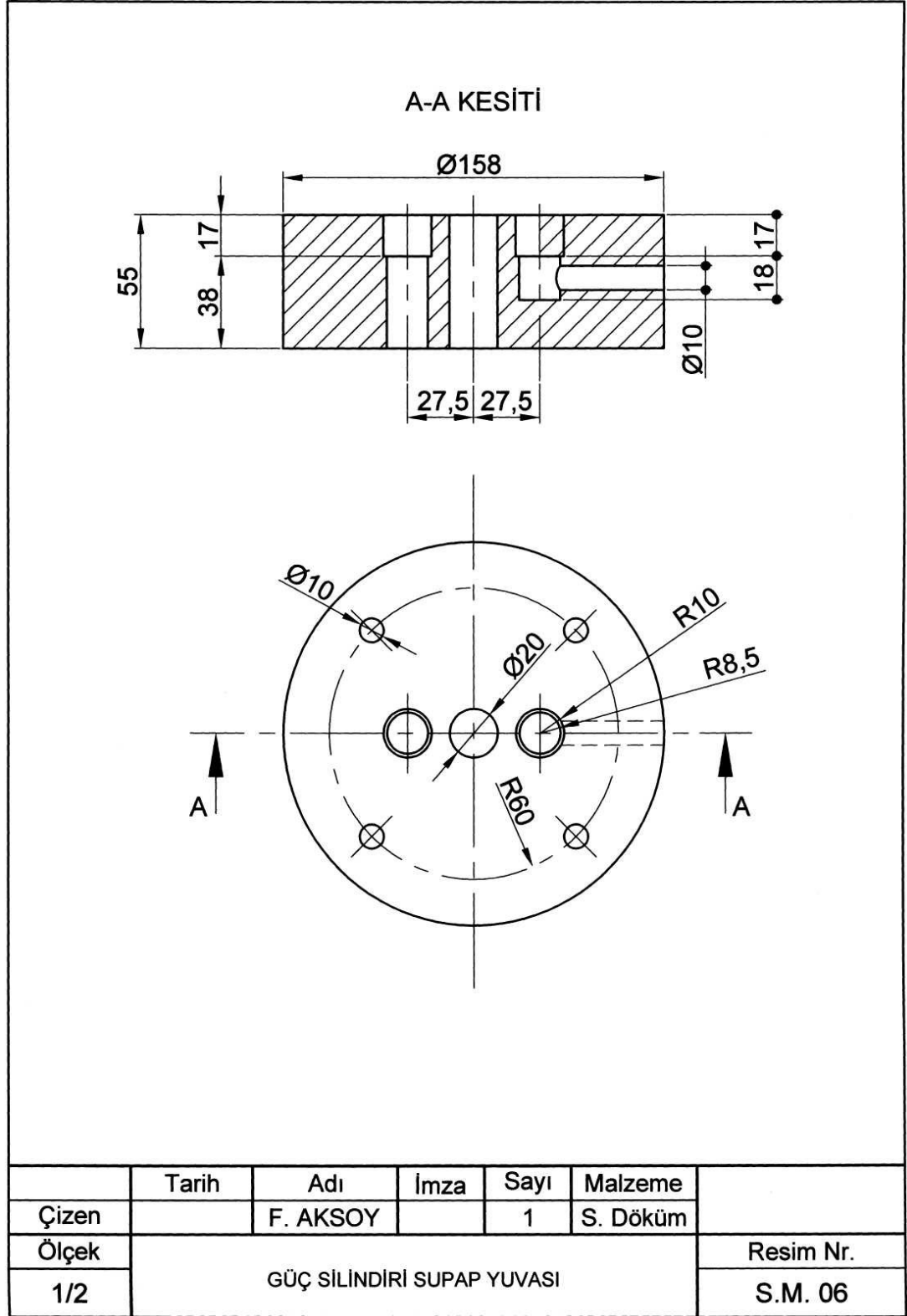
	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1	S. Döküm	
Ölçek	GÜÇ SİLİNDİRİ KAPAĞI					Resim Nr.
1/2						S.M. 01

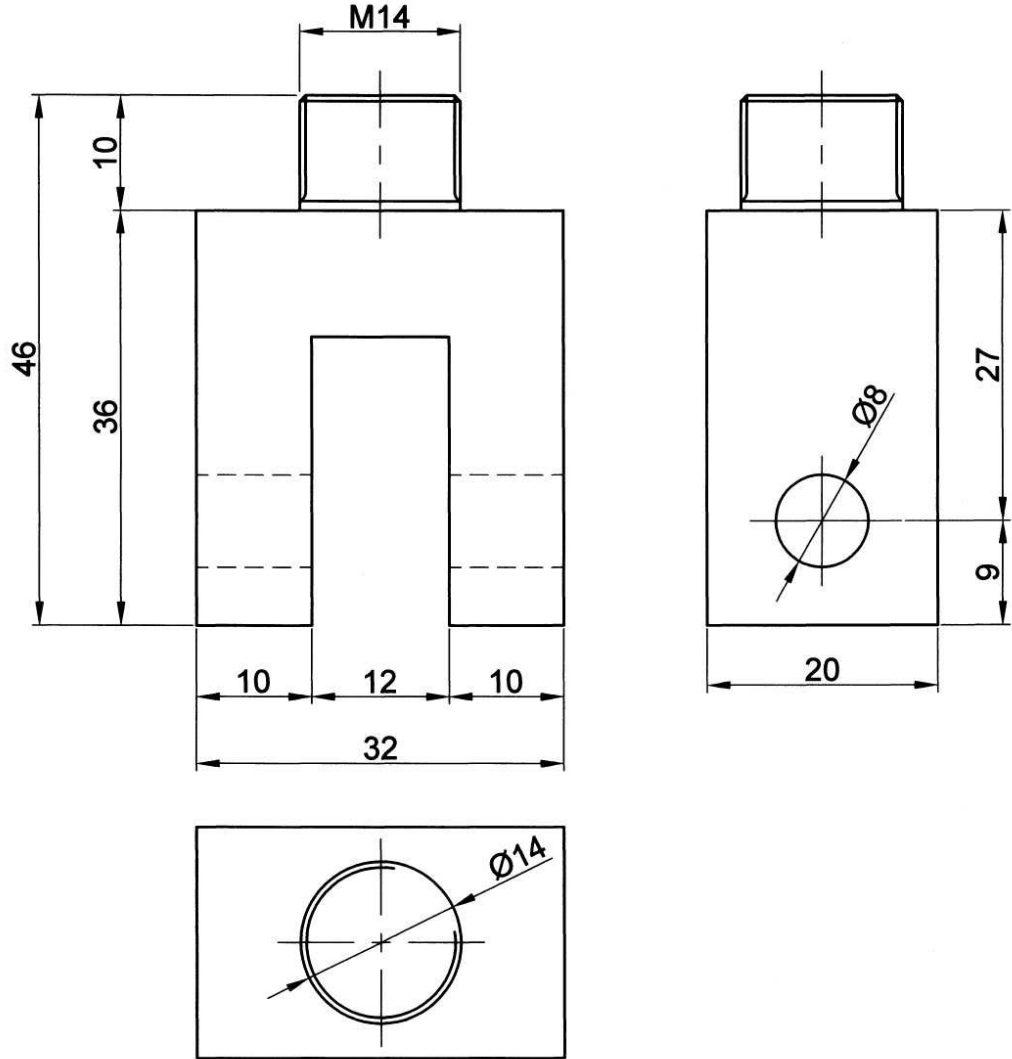


	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1		
Ölçek	GÜÇ PISTONU					Resim Nr.
.1/2						S.M. 02

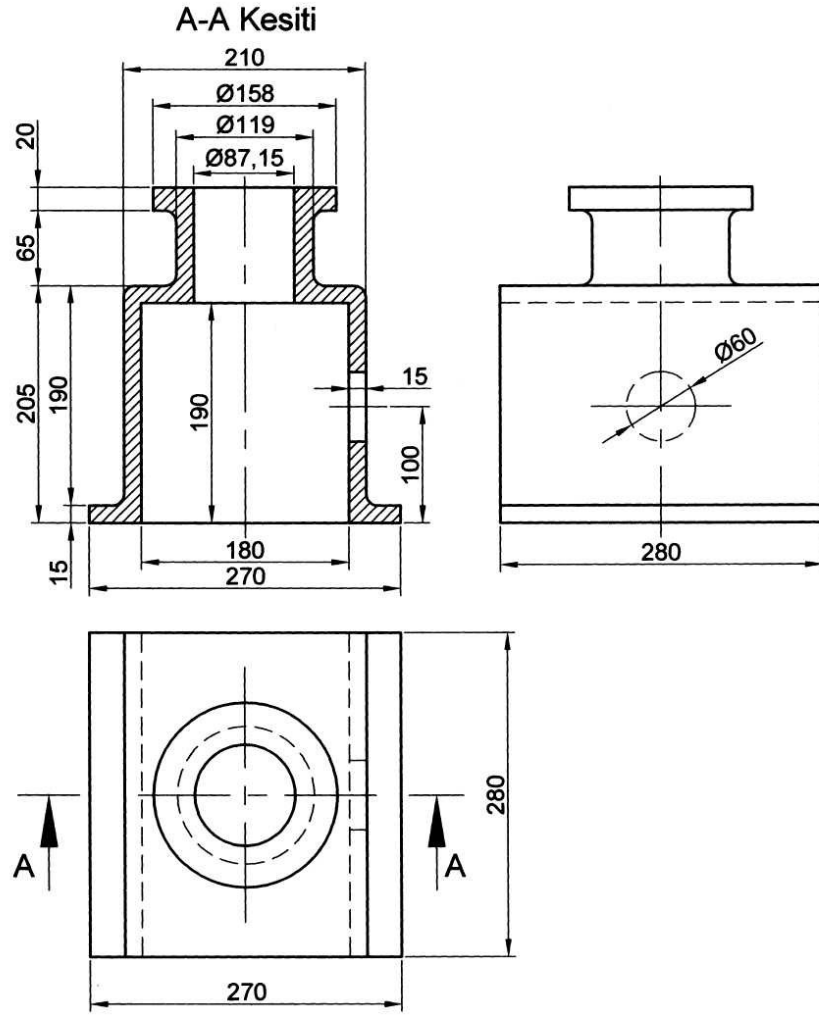




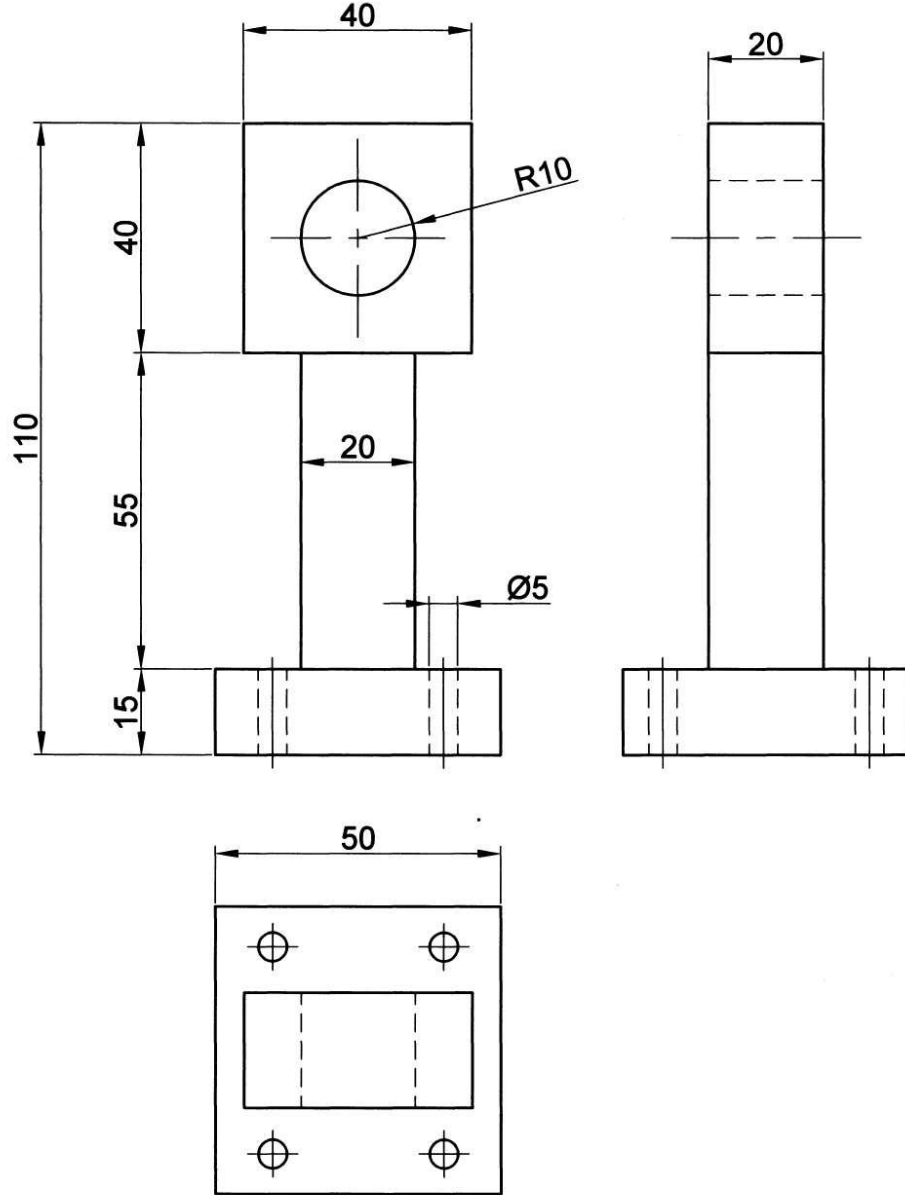




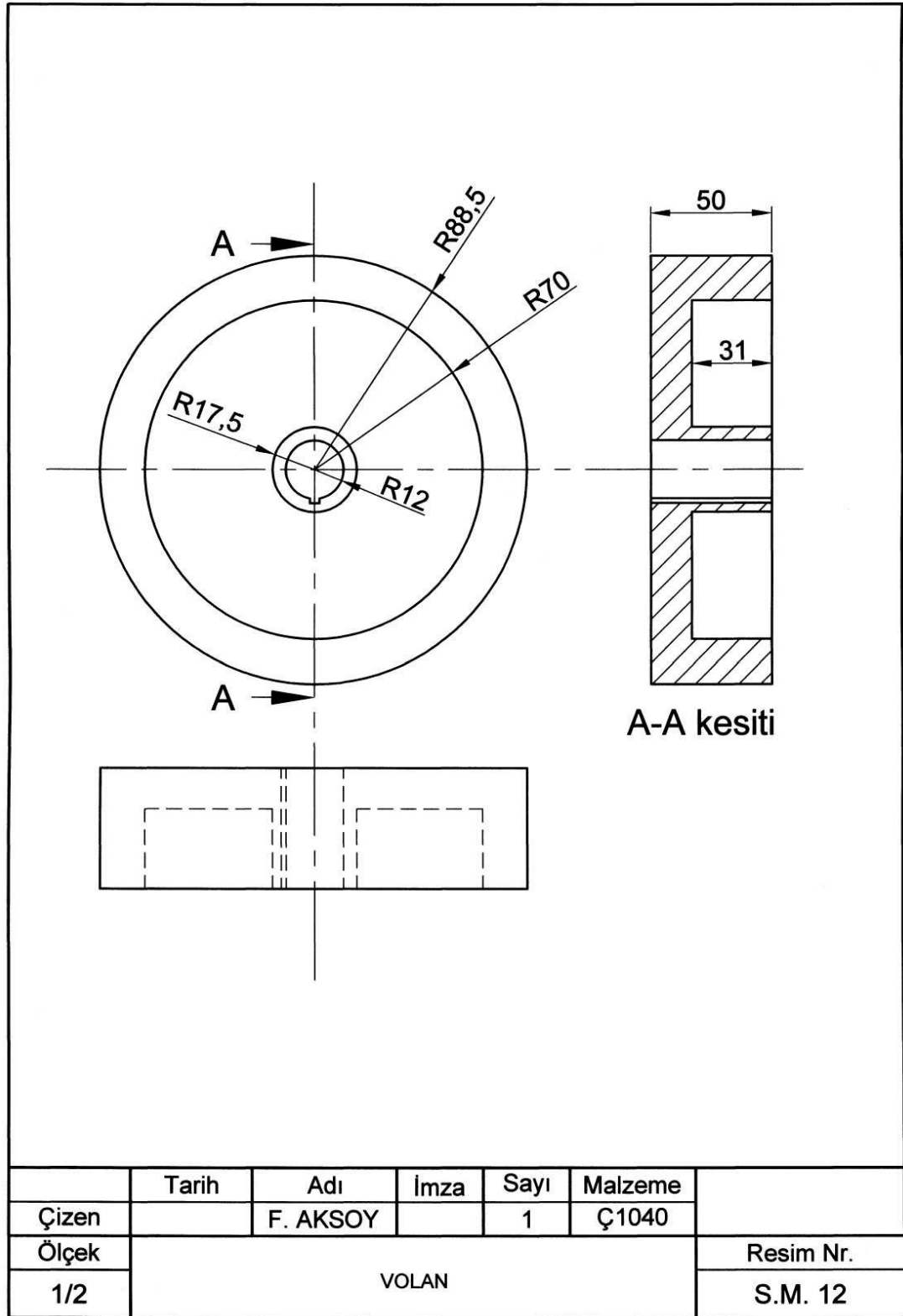
	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1	Ç1040	
Ölçek	GENİŞLEME PİSTONU BİYEL KOLU ARA PARÇASI					Resim Nr.
2/1						S.M. 07

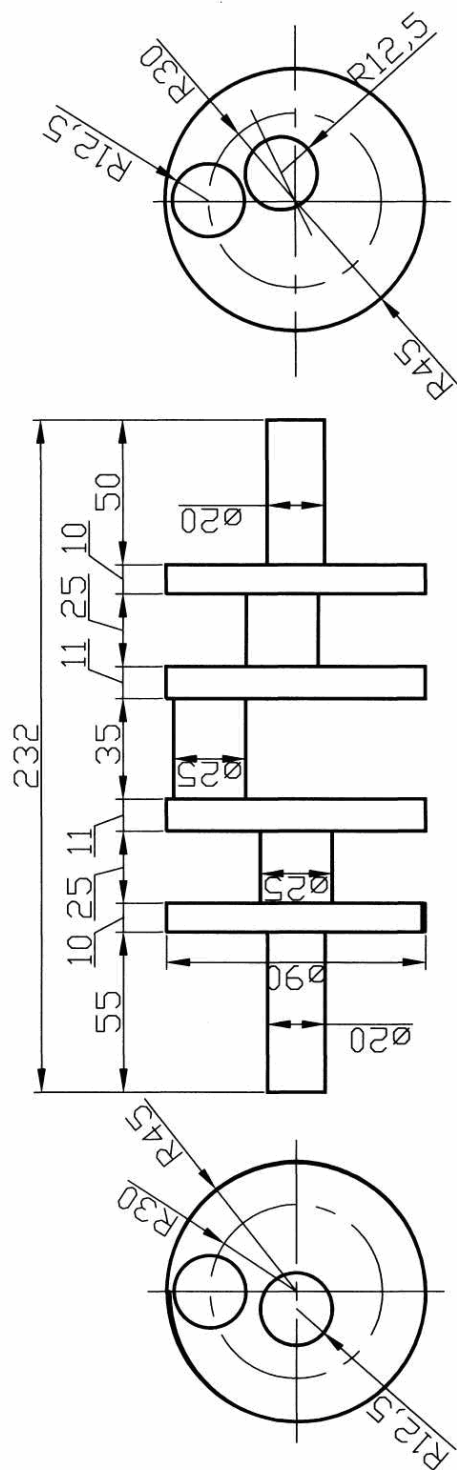


	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1	S. Döküm	
Ölçek	MOTOR BLOĞU					Resim Nr.
1/5						S.M. 09

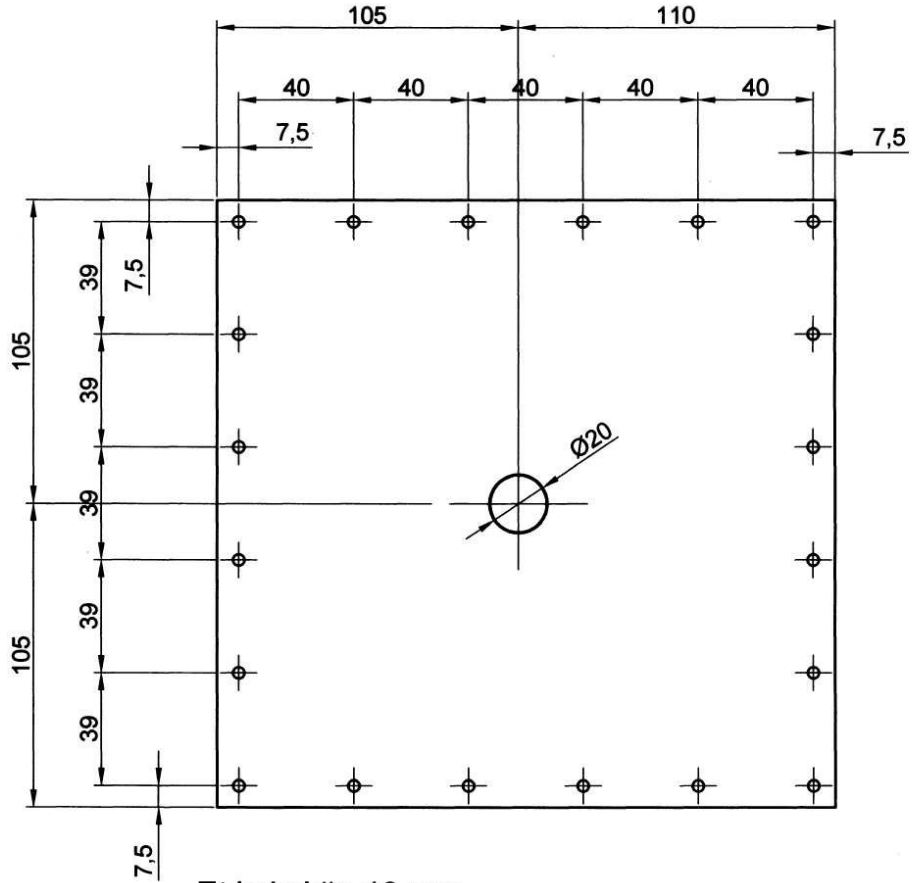


	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		2	Ç1040	
Ölçek	TUTUCU					Resim Nr.
1/1						S.M. 11



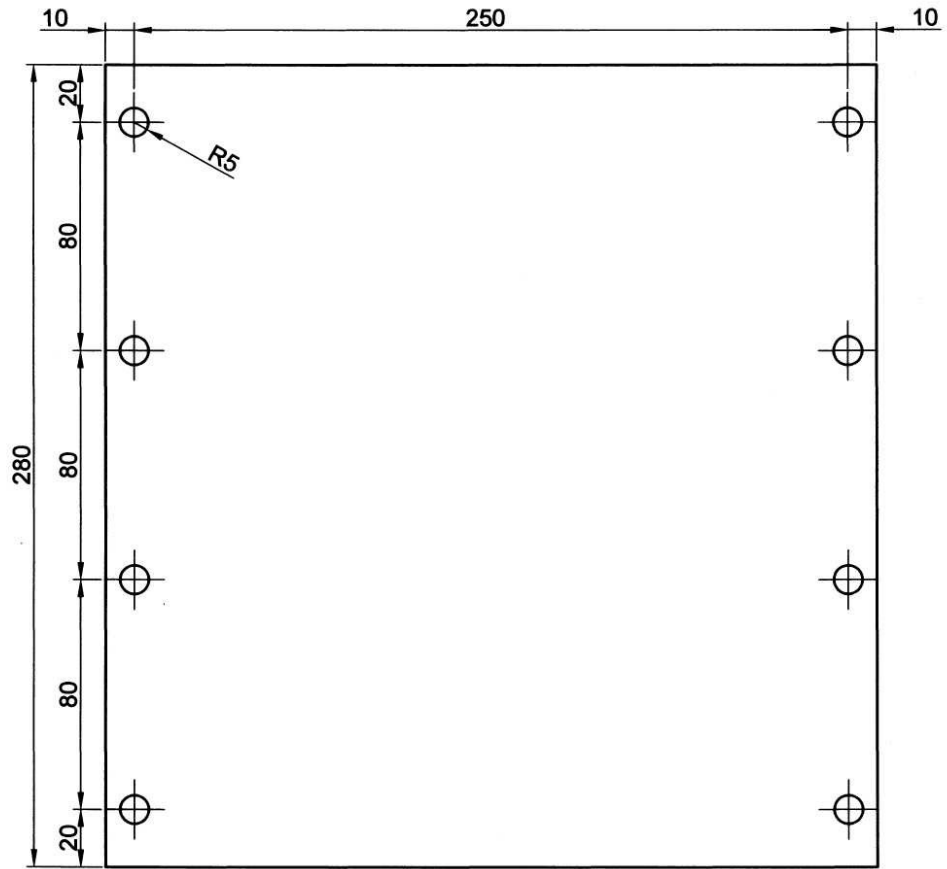


	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1	Ç1040	
Ölçek	KRANK MİLİ					Resim Nr.
1/2						S.M. 13



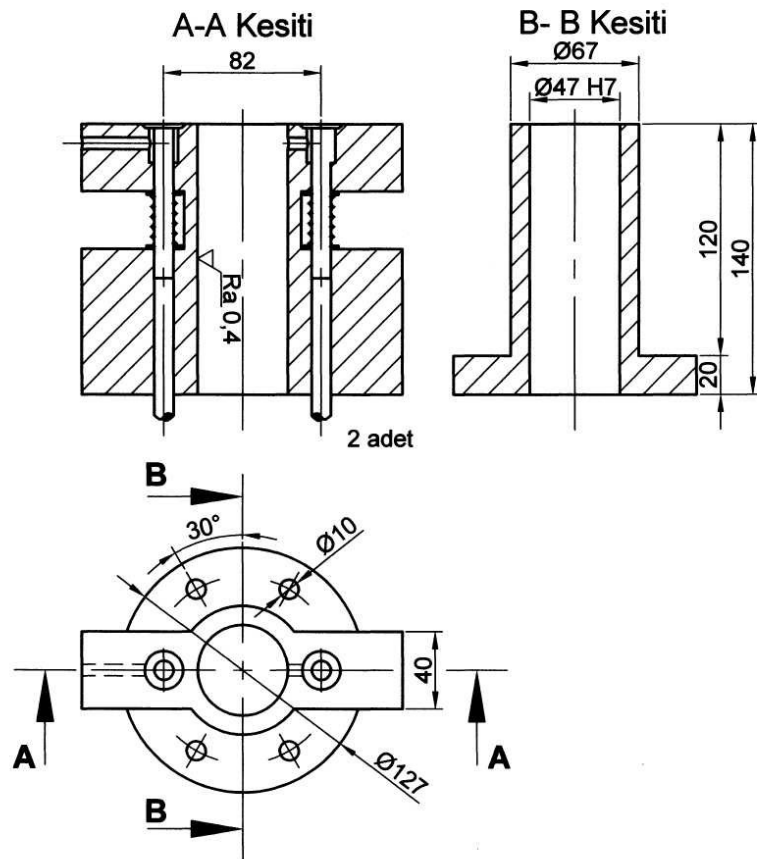
Et kalınlığı: 10 mm

	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		2	Ç 1040	
Ölçek	MOTOR BLOĞU YAN KAPAĞI					Resim Nr.
1/2						S.M. 14



Kalınlık 10mm

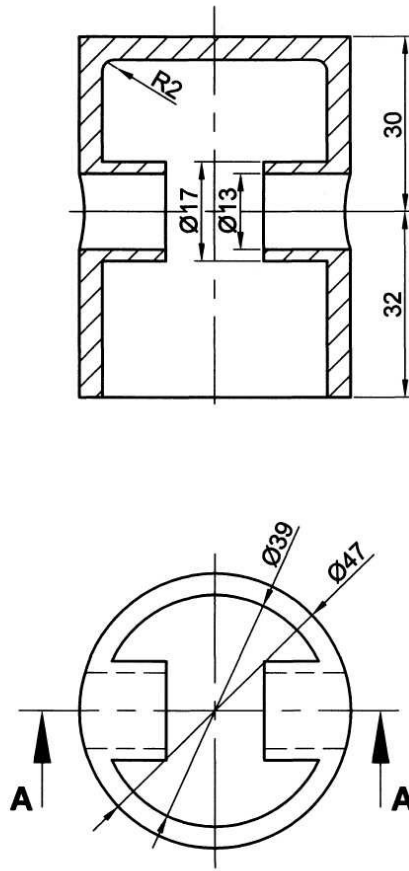
	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1	Ç 1040	
Ölçek	MOTOR BLOĞU ALT KAPAĞI					Resim Nr.
1/2						S.M. 15



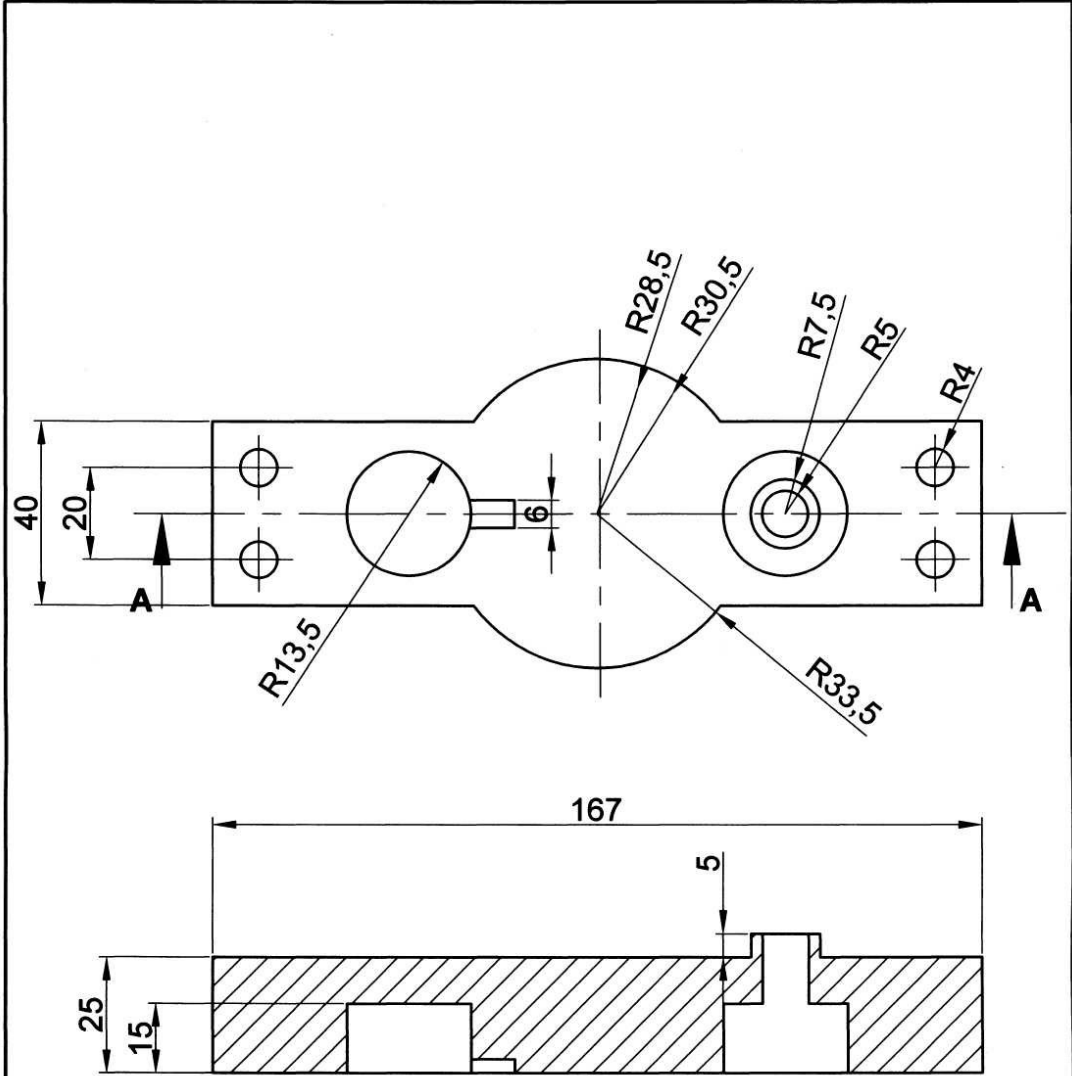
Ø47	H7	47.025	47.000
Ölçü	Toleran	E.B.Ö	E.K.Ö

	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1	S. Döküm	
Ölçek	GENİŞLEME SİLİNDİRİ					Resim Nr.
1/3						S.M. 16

A-A Kesiti

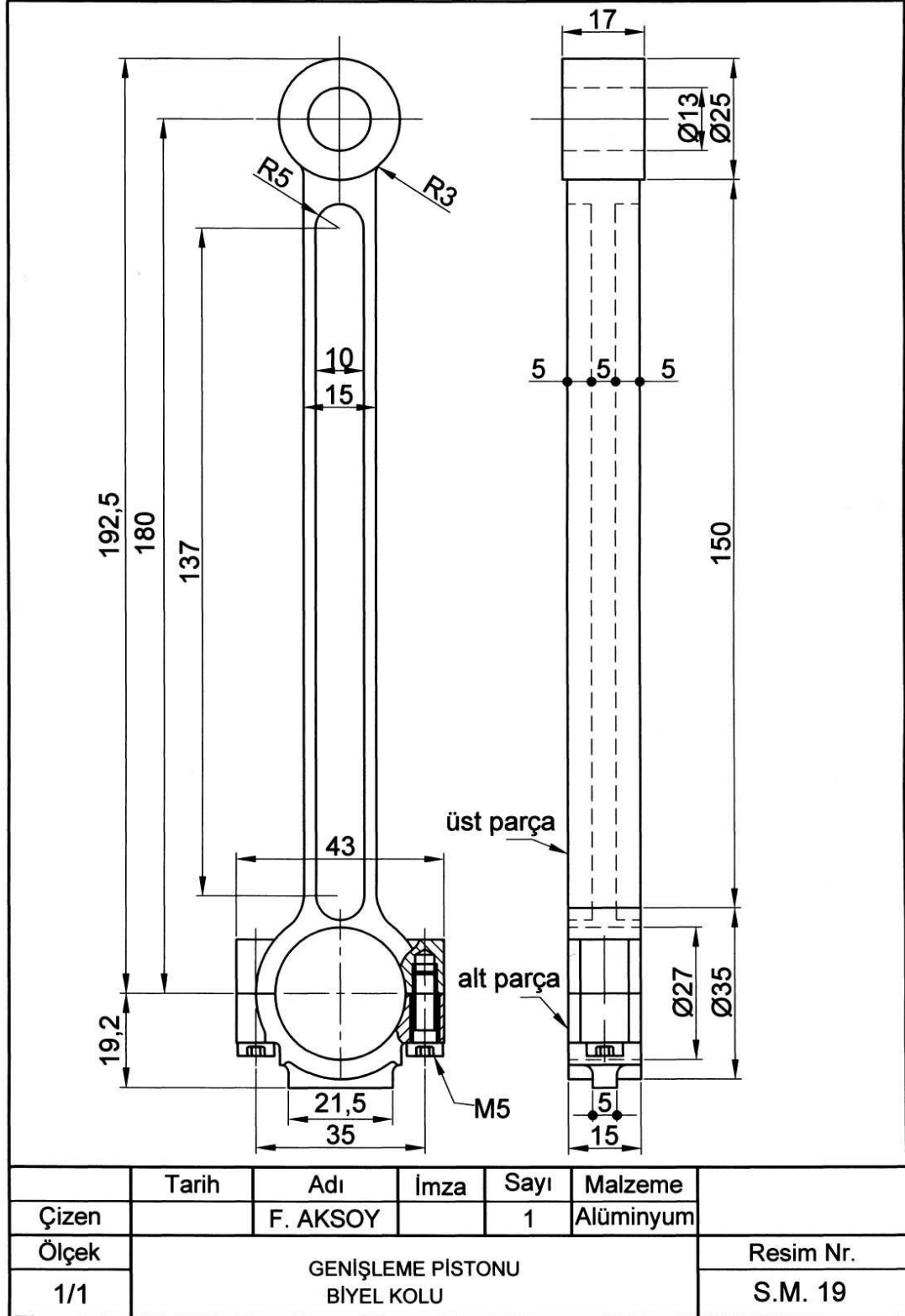


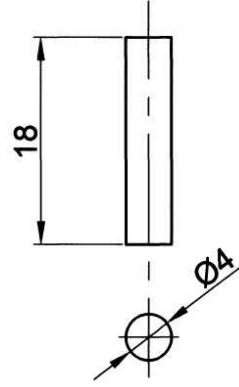
	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1	Aliminyum	
Ölçek	GENİŞLEME PİSTONU					Resim Nr.
1/1						S.M. 17



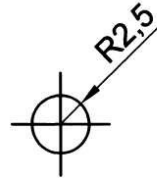
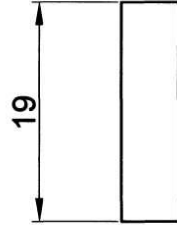
A-A KESİTİ

	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1	S. Döküm	
Ölçek	GENİŞLEME SILİNDİRİ KAPAĞI					Resim Nr.
1/1						S.M. 18

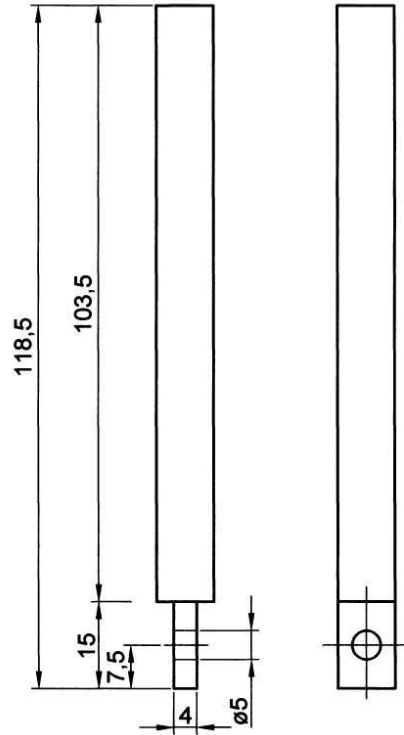




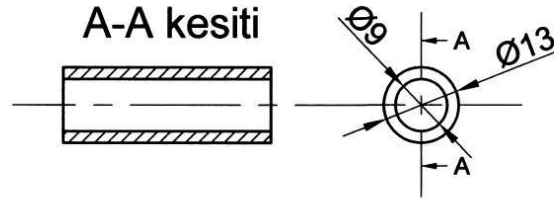
	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1		
Ölçek	P1M					Resim Nr.
2/1						S.M. 08



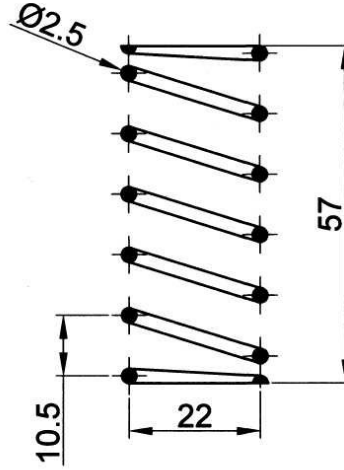
	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		2		
Ölçek	P1M					Resim Nr.
2/1						S.M. 21



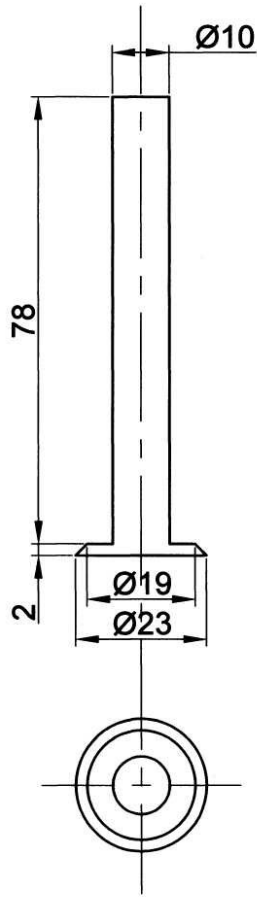
	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		2	Ç4140	
Ölçek	GENİŞLEME GİRİŞ VE ÇIKIŞ VALFİ İTİCİ ÇUBUĞU					Resim Nr.
1/1						S.M. 22



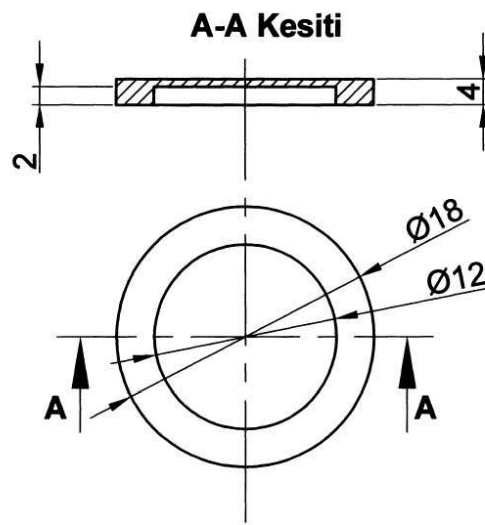
	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1	Ç4140	
Ölçek	PISTON PİMİ					Resim Nr.
1/1						S.M. 25



	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1		
Ölçek	SUPAP YAYI					Resim Nr.
2/1						S.M. 23



	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		1	Ç4140	
Ölçek	SUPAP					Resim Nr.
1/1						S.M. 24



	Tarih	Adı	İmza	Sayı	Malzeme	
Çizen		F. AKSOY		4	Ç1040	
Ölçek	YAY OTURMA RONDELASI					Resim Nr.
3/1						S.M. 26

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Eskişehir’de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Şehit Ali İhsan Aydın İlköğretim Okulunda, liseyi Eskişehir Motor Meslek Lisesinde tamamladı. 1998 yılında Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Anabilim Dalında yüksek öğrenime başladı. 1999 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Otomotiv Anabilim Dalına yatay geçiş yaptı ve 2002 yılı temmuz ayında mezun oldu. 2002 yılında Gazi Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Bölümünde yüksek lisans eğitimine başladı.