

T.C.
BEYKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ BİLİM DALI

**TOPLU TAŞIMA OTOBÜSLERİNDE EGZOZ GAZI İLE
ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU SOĞUTMA
SİSTEMİ TASARIMI**

Yüksek Lisans Tezi

Tezi Hazırlayan
Abdullah DEMİR

İstanbul, 2019

T.C.
BEYKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ BİLİM DALI

**TOPLU TAŞIMA OTOBÜSLERİNDE EGZOZ GAZI İLE
ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU SOĞUTMA
SİSTEMİ TASARIMI**

Yüksek Lisans Tezi

Tezi Hazırlayan
Abdullah DEMİR

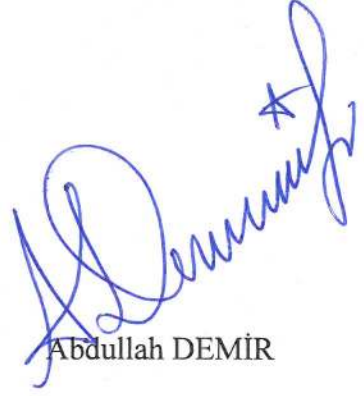
Öğrenci No:
140893008

Danışman:
Doç. Dr. Cüneyt EZGİ

İstanbul, 2019

YEMİN METNİ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “**Toplu Taşıma Otobüslerinde Egzoz Gazı İle Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Tasarımı**” adlı bu çalışmanın, ve geleneklere uygun, bilimsel ahlak çerçevesinde tarafımdan yazıldığını, faydalandığım eserlerin tamamının kaynaklarda gösterildiğini ve tez çalışmamın içinde kullanıldıkları her yerde bunlara atıf yapıldığını belirtir ve bunu onurumla doğrularım. 27.05.2019



Abdullah DEMİR

T.C.
BEYKENT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZ SAVUNMA SINAVI SONUÇ TUTANAĞI

Beykent Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'ne,

Aşağıda tez adı belirtilen yüksek lisans öğrencisi 140893008.no'lu Abdullah DEMİR in 27.05.2019 tarihinde yapılan tez savunma sınavı¹ sonucunda...60 dakika süreyle sunduğu ve savunduğu tezi hakkında² oybirliğiyle, KABUL kararı verilmiştir.

Bilgilerinize saygılarımızla arz ederiz.

Anabilim Dalı	: Makine Mühendisliği
Programı	: Makine Mühendisliği Yüksek Lisans
Tez Başlığı ³	: Toplu Taşıma Otobüslerinde Egzoz Gazı ile Çalışan Adsorbsiyonlu Soğutma Sistemi Tasarımı

Tez Sınav Jürisi

Öğretim Üyesi

İmza

Danışman : Doç. Dr. Cüneyt E2Gİ
Üye : Prof. Dr. İ.Cem PARMAKSIZOĞLU
Üye : Dr. Öğr. Üyesi Osman Sınav



¹ Jüri üyeleri, söz konusu tezin kendilerine teslim edildiği tarihten itibaren en geç bir ay içinde toplanarak öğrenciyi tez sınavına alır. Tez savunma sınav süresi en az 45, en çok 90 dakikadır. Jüri üyeleri, sınav öncesi yapılacak toplantıda, kendi aralarından danışman dışında bir üyeyi başkan seçer. Tez sınavı, tez çalışmasının sunulması ve bunu izleyen soru-cevap bölümünden oluşur. Tez sınavı, öğretim elemanları, lisansüstü öğrenciler ve alanın uzmanlarından oluşan dinleyicilerin katılımına açık ortamlarda gerçekleştirilir. Belirlenen günde yapılamayan jüri toplantısı, katılanların hazırladığı bir tutanakla enstitü yönetimine bildirilir. Bu durumda, jüri en geç on beş gün içinde toplanarak aday tez savunma sınavına alır. (05 Ağustos 2017 tarihli 30145 sayılı Resmi Gazetede Yayınlanan Değişiklik-Madde 29-3)

² Tez sınavının tamamlanmasından sonra jüri, tez hakkında salt çoğunlukla “kabul”, “düzeltme” veya “ret” kararı verir. Jüri başkanı, jüri üyelerince imzalanmış karar tutanağını, tez sınavını izleyen üç gün içinde ilgili enstitü yönetimine teslim eder. Tezi hakkında düzeltme kararı verilen öğrenci en geç üç ay içinde gerekli düzeltmeleri yaparak ve birinci fıkradaki usule göre tezini aynı jüri önünde yeniden savunur. Süresi içerisinde “düzeltme” savunmasına girmeyen öğrencinin enstitü ile ilişkisi kesilir. (Beykent Üniversitesi Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği-Madde 29-4)

³ İleride doğabilecek aksaklıkların engellenmesi için tezin başlığının yazılması gerekmektedir.

Adı ve Soyadı : Abdullah DEMİR
Danışmanı : Doç. Dr. Cüneyt EZGİ
Türü ve Tarihi : Yüksek Lisans, 2019
Alanı : Makine Mühendisliği
Anahtar Kelimeler : Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi, Otobüs, Egzoz Gazı, Isıl Analiz

ÖZ

TOPLU TAŞIMA OTOBÜSLERİNDE EGZOZ GAZI İLE ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI

Mekanik soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftlerinin atmosfere zarar vermesi ve günümüzdeki var olan enerjinin yeteri kadar olmaması sebebi ile absorbsiyonlu sistemler büyük önem taşımaktadır. Enerji için gereken maliyetin yeterli ölçüde olmaması ve günden güne artış göstermesi sebebi ile önem kazanan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan atık ısıları kullanmak, bu ve benzeri sorunlar için iyi bir optimizasyon oluşturmuştur.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde iki çeşit akışkan çifti mevcuttur, bunlar absorbent ve soğutucu akışkan olmalıdır. Bu tez çalışmasında absorbent olarak LiBr ve soğutucu akışkan olarak su kullanılmıştır. Kullanılan soğutucu akışkan çiftlerinin ozon tabakasına dost oldukları bilinmektedir.

Yapılan araştırmanın amacı; otobüs klima sisteminde, egzoz gazındaki atık ısıyı, ana ısı kaynağı olarak kullanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemini incelemektir. Bu şekilde, kompresör tarafından tahrik edilen klasik buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemine alternatif bir sistem oluşturulacaktır. Termodinamik hesaplamalar sonucunda elde edilen veriler kullanılarak sistem elemanlarının boyutlandırılması gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen boyutlandırma sonuçları çalışma içerisinde tablolar halinde verilmiştir.

Ancak otobüs, düşük hızlarda iken sistem performansı, daha efektif kaynatıcı tasarımı ile desteklenmelidir.

Name and Surname : Abdullah DEMİR
Supervisor : Assoc. Dr. Cüneyt EZGİ
Degree and Date : Master, 2019
Major : Mechanical Engineering
Key Words : Absorption Refrigeration System, Bus, Exhaust Gas,
Thermal analysis

ABSTRACT

DESIGN OF ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM FOR A MUNICIPAL BUS

Nowadays, the absorption refrigerator is much important because inability of required energy and the damage to the ozone layer of fluid used in mechanics vapor iv compression refrigerator system. The refrigerator system becomes much important due to the rise of energy cost. Also, its waste heat helps to reduce the cost.

In absorption cooling system, two fluid pairs are used which are absorbent and cooling fluid. LiBr is used as an absorbent and water is used as a cooling fluid. Absorption systems are friendly to environment, because natural fluid pairs as working fluid, which are not ozone depletion, are used in these systems.

The objective of this research is the theoretical investigation of using Vapour Absorption Refrigeration System in the Bus Air Conditioning System, by utilising the waste heat in the exhaust gases of the main propulsion unit as the heat source. This method will be provided as an alternative to the conventional system that have an internal combustion engine driven Vapour Compression Refrigeration System. The results obtained were given into tables. Dimensioning of system components was obtained in the data as a result of thermodynamic calculations.

Operation during the slow motor cycle condition, the performance of the system can be developed by more efficient design of the generator.

İÇİNDEKİLER

Sayfa No.

ÖZ

ABSTRACT

TABLolar LİSTESİv

ŞEKİLLER LİSTESİ vi

KISALTMALAR vii

GİRİŞ1

BİRİNCİ BÖLÜM

ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÜZERİNE LİTARATÜR TARAMASI

1. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÜZERİNE LİTARATÜR TARAMASI3

İKİNCİ BÖLÜM

SOĞUTMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ

2. SOĞUTMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....7

2.1. Soğutma Sistemi Tipleri.....7

2.1.1.Absorbsiyonlu ve Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri8

2.2. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri.....9

2.2.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tanıtılması.....9

2.2.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Çalışma Prensibi10

2.2.3. Absorber ve Evaporatör11

2.2.4. Generator ve Kondenser12

2.2.5. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Isı Kaynakları12

2.2.6. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde Kullanılan Akışkan Çiftleri ve Özellikleri13

2.2.6.1. LiBr-H₂O Akışkan Çiftinin Avantaj ve Dezavantajları15

2.2.6.2. NH₃-H₂O Akışkan Çiftinin Avantaj ve Dezavantajları16

2.2.7. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Performansı17

ÜÇÜNCÜ BÖLÜM

OTOBÜS KLİMA SİSTEMİ VE ISI KAZANCI HESABI

3. OTOBÜS KLİMA SİSTEMİ VE ISI KAZANCI HESABI	18
3.1. Otobüs Klima Sistemleri	18
3.1.1. Otobüs Klima Sistemi Donanım Yerleri	18
3.1.2. Klima Kompresörü Tahriki	20
3.1.3. Soğutma Kapasitesi	21
3.2. Konfor Şartları	22
3.3. Otobüslerde Isı Yükleri	23
3.4. Otobüste Isı Kazancı Hesabı	24
3.4.1. Tavandan Gelen Isı Kazancı	26
3.4.2. Sağ Yan Yüzeylerden Gelen Isı Kazancı	26
3.4.2.1. Camlardan Geçen Isı Kazancı	26
3.4.2.2. Saç Kısmından Geçen Isı Kazancı	27
3.4.3. Ön Yüzeyden Gelen Isı Kazancı	27
3.4.3.1. Camlardan Geçen Isı Kazancı	27
3.4.3.2. Saç Ve Tampon Bölgesinden Gelen Isı Kazancı	27
3.4.4. Arka Yüzeyden Gelen Isı Kazancı	28
3.4.4.1. Camlardan Geçen Isı Kazancı	28
3.4.4.2. Motor Bölgesinden Gelen Isı Kazancı	28
3.4.5. Tabandan Gelen Isı Kazancı	29
3.4.6. Işınım İle Gelen Isı Kazancı	29
3.4.6.1. Tavandan Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı	30
3.4.6.2. Sağ Yan Yüzey Camlardan Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı	30
3.4.6.3. Sol Yan Yüzey Camlardan Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı	30
3.4.6.4. Sağ Yan Saç Kısmından Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı	30
3.4.6.5. Sol Yan Saç Kısmından Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı	31
3.4.6.6. Ön Cam Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı	31
3.4.6.7. Ön Saç Kısmından Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı	31
3.4.6.8. Arka Cam Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı	31
3.4.7. İnsanlardan Gelen Isı Kazancı	31
3.4.8. Taze Hava Isı Kazancı	32

DÖRDÜNCÜ BÖLÜM

ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ	33
4.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Hesapları.....	37
4.1.1. Kaynatıcı Hesabı.....	40
4.1.2. Yoğuşturucu Hesabı.....	41
4.1.3. Buharlaştırıcı Hesabı.....	42
4.1.4. Absorber Hesabı.....	42
4.1.5. Soğutucu Akışkan ve Eriyik Debilerinin Hesaplanması.....	43
4.1.6. Soğutma Tesir Katsayısı	44
4.2. Motorlardaki Enerji Dağılımı Ve Egzoz Gazının Isıl Kapasitesi	45
4.2.1. Egzoz Gazının Termofiziksel Özellikleri Hesabı	48
4.2.2. Egzoz Gazı İdeal Isı Transfer Kapasitesi Hesabı.....	50
4.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Soğutucu Akışkan Debisi Ve Sistemdeki Elemanların Kapasitesi	53

BEŞİNCİ BÖLÜM

ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI

5. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI	57
5.1. Kaynatıcının Boyutlandırılması Ve Tasarımı	57
5.1.1. Kaynatıcının Boyutlandırılması	57
5.1.2. Kaynatıcının Tasarımı	63
5.2. Yoğuşturucunun Boyutlandırılması Ve Tasarımı	65
5.2.1. Yoğuşturucunun Boyutlandırılması	65
5.2.2. Yoğuşturucunun Tasarımı.....	65
5.3. Absorberin Boyutlandırılması Ve Tasarımı	67
5.3.1. Absorberin Boyutlandırılması	67
5.3.2. Absorberin Tasarımı	67
5.4. Buharlaştırıcının Boyutlandırılması Ve Tasarımı	69
5.4.1. Buharlaştırıcının Boyutlandırılması	69

5.4.2. Buharlaştırıcının Tasarımı.....	69
--	----

ALTINCI BÖLÜM

BULGULAR VE TARTIşMA

6. BULGULAR VE TARTIşMA	71
--------------------------------------	-----------

KAYNAKÇA	75
-----------------------	-----------

ÖZGEÇMİş	78
-----------------------	-----------

TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa No
Tablo 2.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri İçin Isı Kaynakları	13
Tablo2.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Üzerinde Çalışma Yapılan Akışkan Çiftleri	15
Tablo3.1. Klima Teknik Verileri.....	21
Tablo3.2. GEA Marka FK40 Kompresöre Ait Teknik Veriler	22
Tablo 4.1. Enerji Dağılımı Ve Egzoz Gazı Sıcaklığı	45
Tablo4.2. Motor Teknik Verileri.....	46
Tablo 4.3. Araç Hızına Bağlı Olarak Egzoz Sıcaklığı, Yakıt, Hava Ve Egzoz Debileri	48
Tablo 4.4. Egzoz Gazının Termodinamik Özellikleri	50
Tablo 4.5. Egzoz Gazının Isı Transfer Kapasitesi.....	51
Tablo 4.6. Egzoza Giden Enerji Değerleri	52
Tablo 4.7. Hıza Göre Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Soğutucu Akışkan Debisi	53
Tablo 4.8. Hıza Göre Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Elemanlarının Kapasitesi ...	54
Tablo 5.1. Kaynatıcı Parametreleri	63
Tablo 5.2. Yoğuşturucu Parametreleri	66
Tablo 5.3. Absorber Parametreleri	68
Tablo 5.4. Buharlaştırıcı Parametreleri	70

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa No.
Şekil 2.1 Absorbsiyonlu Ve Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri	8
Şekil 2.2. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi	10
Şekil 3.1 Otokar Kent Marka Otobüs Klima Sistemi Yerleşim Planı	19
Şekil 3.2 Klima Sisteminin Üstten Görünüşü.....	19
Şekil 3.3 Klima Sistemi Gaz Akış Şeması	20
Şekil 3.4.Otobüsün Ölçüleri	25
Şekil 4.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Şematik Gösterimi	33
Şekil 4.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Basınç-Entalpi Diyagramı	35
Şekil 4.3. Absorbsiyonlu Sistemin Basınç-Sıcaklık Diyagramı	35
Şekil 4.4. Su-LiBr Eriğinin Basınç-Sıcaklık-Konsantrasyonu Grafiği.....	37
Şekil 4.5. Kaynatıcı	40
Şekil 4.6. Yoğuşturucu	41
Şekil 4.7. Buharlaştırıcı	42
Şekil 4.8. Absorber	42
Şekil 4.9. Yakıt İle Verilen Ve Motorda Kullanılan Enerjinin Değişimi	55
Şekil 4.10. Motor Verimi Ve Egzoza Giden Enerji Oranları Değişimi.....	55
Şekil 4.11. Taşıt Hızına Bağlı Olarak Pompa Kapasitesi	56
Şekil 4.12. Taşıt Hızına Bağlı Olarak Kaynatıcı ve Buharlaştırıcı Kapasitesi	56
Şekil 5.1 Kaynatıcının Yapısının Gösterimi.....	64
Şekil 5.2. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemindeki Kaynatıcının Tasarımı	64
Şekil 5.3. Yoğuşturucunun Yapısının Gösterimi.....	66
Şekil 5.4. Absorber Yapısının Gösterimi.....	68
Şekil 5.5. Buharlaştırıcı Yapısının Gösterimi.....	70

KISALTMALAR

T	: Sıcaklık °C
h_d	: Dış yüzey ısı taşınım katsayısı W/m ² K
V	: Hız
Q_{kay}	: Kaynattıcıdan Çekilen Isı Miktarı kW
Q_{yoğ}	: Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı kW
Q_{buh}	: Buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı kW
Q_{abs}	: Absorberden atılan ısı miktarı kW
COP	: Soğutma Tesir Katsayısı
U	: Toplam Isı Geçiş katsayısı W/m ² K
Q	: Isı Kazancı W
A	: Alan m ²
α_{kati}	: Katı yüzeylerin yutma katsayısı
α_{cam}	: Camlar için gölgeleme faktörü
z	: Yolcu Sayısı
Q_d	: Duyulur ısı W
Q_g	: Gizli ısı W
Q_T	: Toplam ısı yükü W
P_{yoğ}	: Yoğuşturucudaki basınç Pa
P_{buh}	: Buharlaştırıcıdaki basınç Pa
h	: Entalpi kJ/kg
f	: Zengin Eriyik Ve Soğutucu Akışkan Debilerinin Oranı
m	: Kütlesel Debi kg/s
C_p	: Özgül Isı J/kgK
ρ	: Yoğunluk kg/m ³
μ	: Dinamik viskozite N.s/m ²
ν	: Kinematik viskozite m ² /s
k	: Isı İletim Katsayısı W/mK
Pr	: Prandtl Sayısı
ΔT	: Toplam Sıcaklık Farkı °C

η_{motor} : Motorun Verimi

E_{giren} : Yakıttan alınan enerji kW

P_{motor} : Motora giden enerji kW

d_i : Boru İç Çapı m

d_d : Boru Dış Çapı m

N : Boru Adeti

Re : Reynold sayısı

Nu : Nuselt sayısı

Rf : Borunun iç ve dış taraftaki kirlilik faktörleri m^2K/W

l : Boru boyu m

h_i : Egzoz gazı tarafındaki ısı taşınım katsayısı W/m^2K

h_d : Eriyik tarafındaki ısı taşınım katsayısı W/m^2K

ΔT_{ln} : Logaritmik Sıcaklık Farkı $^{\circ}C$

GİRİŞ

Klima bulunduğu ortamı ihtiyaca ve amaca göre konfor şartlarında tutan cihazlardır.

Klima cihazları, bulunduğu ortamı uygun konfor şartları oluşturmak adına aşağıda belirtilen dört ana görevi yerine getirmek ile sorumludurlar:

1. Soğutma
2. Isıtma
3. Havanın değişimi
4. Nem oranı

Bilim insanları tarafından yapılan araştırmalara göre, insanlar belli bir sıcaklık, temiz hava ve nem aralığında bulundukları ortamlarda rahat etmektedirler. Bu aralık “Konfor Bölgesi” olarak adlandırılmıştır. (sıcaklık 20 ila 27 °C, nem %60 ila %40) Sıcaklığın aşırı fazla veya az olmasının rahatsız edici olduğu aşikârdır. Ayrıca ortamda hava temiz ve taze hava olmalıdır, toz, duman, polen ve diğer zararlı maddelerin filtrelenmesi ve insanın fark edemeyeceği hızda ama temiz havayı getirip kirli havayı götürecek hafif bir hava dolaşımı gereklidir.

Yaşadığımız dönemde büyükşehirlerde yaşayan pek çok insan ulaşım için toplu taşıma araçlarını kullanmakta, otobüslerde yolculuk yapmaktadır. Bu nedenle şehir içi toplu taşıma araçlarının gerek hacim, gerekse taşıdıkları insan sayısı olarak büyük önem arz etmektedir. Otobüs, Metrobüs, Metro, Tramvay gibi toplu taşıma araçlarında seyahatin mümkün kılan bir rahatlık ve konfor için klima kullanımı gittikçe önem kazanmaktadır.

Binek araç ve toplu taşıma araçlarında klima kullanımının faydaları tartışılmazdır. Değişik mevsim şartlarında çalışan toplu taşıma araçlarının mevsimsel etkiler ve yolcu yoğunluğu nedeniyle iç kabin sıcaklığı bazen dayanılmaz hâl almaktadır, kabin içi sıcaklığının normal bir düzeyde tutulması ve havalandırılması

gerekmektedir. Klimatize edilmiş araç içi ortamları içinde bulunanların rahatını belirler. Bu bilgilerin doğrultusunda araçlarda klima bir lüks değil, insanca yaşam için bir gerekli bir cihaz haline gelmiştir.

Yerkürenin enerji ihtiyacı, devamlı artan nüfus ve buna bağlı olarak sürekli büyüyen ekonomik gelişmeler nedeniyle hızla yükselmektedir. Günümüzde üretilen enerjinin ağırlıklı kısmı, fosil yakıtlar olarak bildiğimiz petrol, kömür ve doğalgaz kaynaklarından temin edilmektedir. Bu kaynakların sınırlı olması bilinen bir gerçektir. Taşıtlar sınırlı olan bu doğal kaynakları tüketen en önemlilerden biridir. Bu sebeple taşıtlarda kullanılan yakıtın yüksek verimlilikte kullanılması önem arz etmektedir. Çünkü enerji ihtiyacımız giderek artarken, doğal kaynaklarımız da sürekli azalma göstermektedir. Bilim insanları çalışmalarında dünya fosil yakıt rezervinin 2050-2100 yılları arasında tükeneyeceği tezini savunmuştur. Enerjinin verimli kullanılması gereksiniminden önem kazanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde kullanılan atık ısılar soğutma maliyetini azaltmaktadır. Ülkemizde yaygın bir kullanım potansiyeline ulaşmamış iklimlendirme sistemi olan absorbsiyonlu soğutma sistemi ile ilgili araştırma yapılmış çok sayıda teorik ve uygulama çalışmaları mevcuttur. Özellikle ısı ihtiyacı olan binalar, tesisler ve araçlarda çok miktarda atıl ısı meydana gelmektedir.

Çalışmamız doğrultusunda yapılan araştırmalarda otobüslerde yüksek miktarlarda atık ısıların olduğu görülmüş ve bu atık ısıları değerlendirme yoluna gidilmiştir. Otobüslerde yakıtın yanmasıyla elde edilen enerjinin, sadece %35 - 40'ı kullanılabilir. Yine yaklaşık %30-35'lik bir bölüm egzoz gazı yoluyla çevreye atılmakta ve geriye kalan %30'luk bölüm ise yağ, soğutma suyu ve diğer kayıplar olarak atık ısılar şeklinde ortama verilmektedir.

Dolayısıyla, sayılan bu sebeplerden dolayı akla en yakın çözüm, bu yüksek miktarlardaki atık ısılardan yararlanmaktır. Bunun için de absorbsiyonlu soğutma sisteminin kullanılması uygun olacaktır. Çünkü absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışabilmesi için dış bir mekanik enerjiye gerek olmayıp sadece ısı enerjisi yeterlidir.

Yapılan araştırmalar sonucunda, absorbsiyonlu soğutma sistemleri, soğutma sistemi tasarımları, soğutucu akışkanlar ve atık ısıdan yararlanmada etkin kullanım alanlarına ait çalışmaların yapıldığı gözlemlenmiştir.

1. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÜZERİNE LİTARATÜR TARAMASI

Kavaklı Arzu tarafından yapılan çalışmada, egzoz gazı ısısı ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin otobüslerde kullanılması incelenmiştir. SAFKAR Ege Soğutmacılık A.Ş.'de ürettiği ES T310 modeline uygulanan klima deney sonuçları incelenmiş 1850 d/d da soğutma kapasitesinin 18000W olduğu gözlemlenmiştir.

Kaynaklı Özcan, tarafından yapılan çalışmada, alternatif bir otomobil kliması tasarlanmış, otomobil klima sisteminde egzoz gazındaki atık ısıdan faydalanarak absorbsiyonlu soğutma sisteminin kullanılabilirliği incelenmiştir. TOFAŞ-FIAT A.Ş.'den temin edilen otomobil kliması deney sonuçları incelenmiş ve soğutma kapasitesinin 2000 d/d civarında 2200W olduğu görülmüştür. Benzinli motordan elde edilen enerjinin egzozu giden enerji oranı %16 ile %28 arasında değişirken dizel motor ile yapılan deneyler incelendiğinde bu oran %30 ile %50 arasında değiştiği görülmüştür. Deneysel verilere göre absorbsiyonlu soğutma sisteminin elemanları dizayn edilmiştir. Kaynatıcının çapı 8 mm ve boyu 30 cm olan borulardan 39 adet kullanıldığında transfer edilen ısı miktarı otomobil için 3.3 kW ile 24.5 kW arasında değiştiği görülmüştür. Yapılan hesaplamalarda mevcut sistemdeki yoğuşturucunun aynen kullanılabilmesine rağmen buharlaştırıcının yeterli ısı transfer yüzey alanına sahip olmadığından kullanılamayacağı sonucuna varılmıştır. 1 kW'lık ısı transferi sağlayabilen eriyik soğutmalı absorbanın boyutları belirlenmiştir. Yapılan hesaplamalarda otomobillerde absorbsiyonlu soğutma sistemi için ihtiyaç duyulan atık ısının var olduğu görülmüştür.

Saito Kiyoshi ve Kawai Sunao, tarafından yapılan çalışmada atık ısı kullanarak çift etkili absorbsiyonlu soğutucunun özellikleri üzerine araştırmalar yapılmış, bu soğutucularda erime sıcaklığı ve hava sıcaklığı yaklaşık olarak eşit kabul edilip, bir deney modeli üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Absorbsiyonlu soğutucu atık buhar gibi yüksek sıcaklıkta bir atık ısı kaynağı kullanıldığında proje şartları işletiminden daha

çok ısı girdisi sağlamıştır. Çift etkili absorpsiyonlu soğutucu iki jeneratöre sahip olduğu için çalışma karmaşık da olsa verim oranının yüksek olduğu görülmüştür.

Özdenal Ata'nın araştırmasında, otomobil klima sistemi için egzoz gazındaki atık ısıyı kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemini incelemiştir. Araştırmada absorpsiyonlu soğutma sistemi, 3.2 kW ile 29.6 kW soğutma kapasitesini sağlayan ve soğutucu olarak su, absorban olarak lityum-bromür kullanılan sistemdir. Hesaplamalar, 1400 cc motorun farklı yük ve devir değerlerinde ürettiği egzoz gazı atık ısı enerjisi kullanılarak yapılmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemindeki kompresöre gerekli olan güçle kıyaslandığında çok daha az bir elektrik gücüyle çalışan eriyik pompası kullanılmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde eriyik pompası dışında hareketli parça bulunmadığından, sistem gürültüsüz ve daha ucuz çalışabilmektedir. Klasik otomobil klima sistemi ve alternatif absorpsiyonlu soğutma sistemi karşılaştırıldığında, egzoz gazı ile çalışan absorpsiyonlu sistemin performansının kabul edilebilir düzeyde olduğu görülmüştür. Ancak araç, düşük hızlarda seyir ve park halinde iken sistemin performansı, daha efektif generator tasarlanarak desteklenmesi gerektiği gözlemlenmiştir.

GÜNGÖR, Cengiz, tarafından yapılan çalışmada ise güneş enerjili bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımı yapılmıştır. LiBr-H₂O çiftinin kullanılacağı küçük kapasiteli kombine bir soğutma sistemi tasarlanarak imal edilmiştir. Güneş kolektörleri, jeneratör, kondenser, evaporatör, absorban, pompa ve ısı değiştiriciden oluşmuş bu sistemin çalışması sağlanmış ve sistemi oluşturan parçalar optimize edilmiştir. Zamanla değişmekte olan Absorban kapasitesi 2.231 kW, yoğuşturucu kapasitesi 1.127 kW, evaporatör kapasitesi 1.245 kW, jeneratör kapasitesi 1.756 kW ve COP sayısı 0.709 bulunmuştur.

Söylemez, Büyükalaca, Bulut ve Hilali, yaptıkları çalışmalarda tasarımı ve üretimi yapılmış bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin analizini yapmışlardır. Soğutma sisteminde LiBr/Su akışkan çifti kullanmışlardır. Bu akışkan çiftlerinden su, soğutucu akışkan, LiBr ise absorban olarak kullanılmış, soğutma sisteminin soğutma kapasitesi de 2,5 kW'dır. Ayrıca, 1.3 litrelik hacme sahip bir 4 silindirli motorda,

üretileen soğutma sistemi için gerekli ısı enerjisinin egzoz gazı ile karşılandığı analiz edilmiştir. Analizler, farklı güç ve yük şartlarında yapılmıştır. Yapılan deneylerde, soğutma sistemi ile motor birlikte çalışırken, motor verimi ve soğutma sisteminin performansı izlenmiştir. Yapılan deneylerde, soğutma sistemi, motor egzoz sistemi üzerine monte edildiği için motorda bir geri basınç artışı olduğı, dolayısıyla yakıt sarfiyatında % 8’lik bir artışa ve % 10 daha düşük verime sebebiyet verdiğı gözlenmiştir. Fakat egzozdan çekilen enerji artıkça sistemin soğutma kapasitesinin de orantılı olarak arttığı görülmüştür.

Akdemir Özay, tarafından yapılan bu çalışmada güneş enerjili absorbsiyonlu bir iklimlendirme ünitesinin geliştirilmesi amaçlanmıştır. LiBr-H₂O akışkan çifti kullanılan tek kademeli absorbsiyonlu bir sistemin birinci yasa analizini belirlemek için bilgisayar programı yapılmıştır. Sistem elemanlarının ısı miktarının absorban ve yoğuşturucu sıcaklıklarının 40°C’de, buharlaştırıcı sıcaklığının 7.5°C’de sabit tutulması durumunda jeneratör sıcaklıklarına göre değişimi izlenmiştir. Jeneratör ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artırılması sistemin soğutma etki katsayısını büyötmekte fakat absorban ve yoğuşturucu sıcaklıklarının artırılması küçölmüştür. Bu çalışmada güneş enerjili absorbsiyonlu bir sistemin, Güneş Enerjisi Enstitüsünde bulunan bir hacmin iklimlendirilmesinde kullanılması tasarlanmıştır. Bu nedenle farklı alanlara sahip, alüminyum ve bakır kolektörlerin kullanılması durumunda her aya karşılık gelen ortalama günlerdeki sistem verim değişimleri belirlenmiştir. Sistemin dikkate alınan hacimde yazın soğutma ve kışın ısıtma yüklerini karşılayabilmesi için 20 m² alana sahip kolektörlerin kullanılması durumunda sağlanacak yararlı ısı ve gerekli ek ısıtma miktarı hesaplanmıştır.

Emanet (Panzehir) Özlem, Kojenerasyon sistemlerinin egzoz gazları ısısından yararlanarak absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin uygulamasını bir örnek üzerinde incelemiştir. Çalışma kapsamında örnek hesaplama için, ‘Dizayn Teknik A.Ş. İzolasyonlu Boru Tesisi’ seçilmiştir. Tesisin 1960 kW elektrik ve 3000 kW soğutma yükü değerleri dikkate alınarak gaz motorlu kojenerasyon sistemi ve sistemde proses ısısı ihtiyacı olmadığından elde edilebilecek buharı kullanabilmek için absorbsiyonlu soğutma sistemi uygulanması öngörülmüştür. Kojenerasyon sisteminde elde edilen

ısılar motor gövde soğutucusu, şarj havası soğutucusu ve egzoz gazlarından kaynaklanmaktadır. Kojenerasyon sisteminden 2888 kg/h buhar elde edilebilmektedir. Fizibilite çalışmasında sistemin kendini geri ödeme süresi 5 yıl 8 ay olarak bulunmuştur. Burada, sistemin ürettiği tüm elektrik enerjisinin kullanıldığı, ancak elde edilen yüksek miktarda ısı kullanılmadığı takdirde yapılan yatırımın kendini geri ödeme süresinin arttığı ve sistemin kurulma amacı olan ısı tasarrufu ilkesinden saptığı görülmektedir. Yapılan karlılık hesapları üretilen tüm ısınnın kullanılması durumunda sistemin kendini geri ödeme süresinin 5 yıl 8 ay'dan 3,5 yıla düştüğü görülmüştür.

Yapılan tüm çalışmalar, Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin bir atık ısı kaynağının mevcut olduğu durumlarda kullanılabilircek avantajlı bir soğutma sistemi olduğunu göstermektedir. Bu tez çalışmasında, şehir içi toplu taşıma hizmeti gerçekleştiren solo tip 12 m dizel yakıtlı otobüslerde (OTOKAR KENT 290 LF) atık ısıdan faydalanılarak Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminde kullanılabilirliği incelenmiştir. Bölüm 2'de söz konusu soğutma sistemlerinin çalışma prensibi, kullanılan soğutucu akışkanlar ve sistem performansı anlatılmıştır.

Bölüm 3'de ise otobüs klima sistemlerinin genel bir incelemesi ve proje esasları üzerinde durulmuştur. Tez kapsamında, DEUTZ'dan elde edilen bir dizel motorun ölçüm sonuçları incelenmiştir. Bu ölçüm sonuçlarından faydalanılarak bölüm 4'de mevcut şehir içi otobüs klima sisteminin soğutma kapasitesi hesaplanmıştır.

Son olarak ise yapılan hesaplamalar ve incelemelerin üzerinde durularak seçilen sisteme yönelik çalışmaların bulguları tartışılmış olup sonuç değerlendirmesi yapılmıştır.

2.SOĞUTMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Soğutmanın amacı kapalı bir ortamda, hissedilen sıcaklığının altında sıcaklıklar elde etmek ve bu düşük sıcaklığı sürekli olarak muhafaza etmektir. Soğutma; ortamdaki ısıнын, ortamdan daha soğuk bir soğutucu akışkan tarafından çekilmesiyle sağlanır.

Isı transferi, sıcaklık farkından dolayı meydana gelir ve bu transfer yüksek sıcaklıktan, düşük sıcaklığa doğru oluşur.

2.1. SOĞUTMA SİSTEMİ TİPLERİ

Soğutma Sistemleri açık değişim ve kapalı çevrim olmak üzere ikiye ayrılır.

Açık Değişim;

- a-) Eriyik Teşkili
- b-) Basıncılı Gazların Genişletilerek Sıvılaştırılması.
- c-) Suyun Hava İçinde Buharlaşması.

Kapalı Çevrim;

- a-) Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Sistemi,
- b-) Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.
- c-) Havalı Soğutma Sistemi,
- d-) Buhar Jet Sistemli Soğutma Çevrimi,
- e-) Termo Elektrik Sistemli Soğutma Çevrimi.

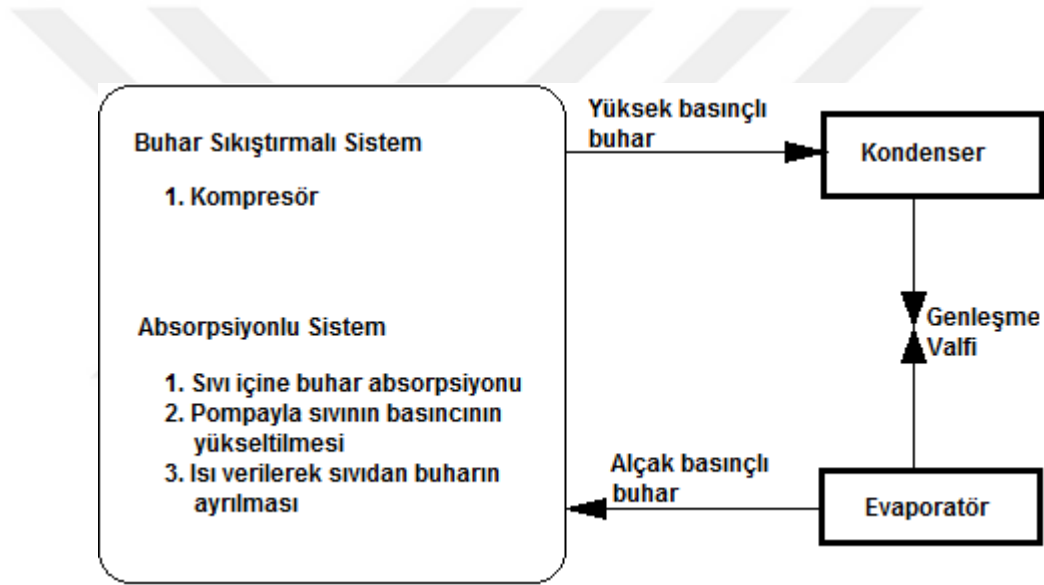
Özel uygulama alanlarına göre soğutma sistemleri şu şekilde sınıflandırılır.

- a-) Buhar-jet soğutma sistemi,
- b-) Cryogenic soğutma sistemi,
- c-) Termoelektrik soğutma sistemi,
- d-) Kimyasal soğutma sistemi,
- e-) Manyetik soğutma sistemi,

d-) Vortex-tüp soğutma sistemi.

2.1.1. Absorbsiyonlu ve Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemleri

Absorbsiyonlu soğutma sistemi bazı hususlarda buhar sıkıştırma soğutma çevrimine benzerlik göstermektedir. (Tozer, 1998). Soğutma çevrimi, kondenser, genleşme valfi ve evaporatörden meydana gelmektedir. (Şekil 2.1) Düşük basınçtaki buhar, evaporatörden sonra yüksek basınçtaki buhara çevrilerek kondensere gönderilir. Buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde bu döngü için kompresöre ihtiyaç vardır.



Şekil 2.1 Absorbsiyonlu ve Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemleri

Kaynak: Yalçın, Çağrı Refik Bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin ısı analizi ve tasarımı, Yüksek Lisans Tezi Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir, (2012)

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde ise, ilk olarak uygun bir absorblayıcı sıvı içine düşük basınçtaki soğutucu buharı absorblanır. Absorpsiyon işleminde buharın sıvıya dönüşme işlemi en temel özelliktir. Bu dönüşüm esnasında yoğunlaşma olduğu için açığa çıkan ısı atılır. İkinci işlem olarak, pompayla oluşan sıvının basıncının artırılması gerekmektedir. Son işlem ise; absorblanan sıvının, tekrar sıvı ve buhar

olarak ayrışması için dışarıdan ısı verilir. Buhar sıkıştırılmalı sistemlerde, soğutucu akışkan basıncının artırılması için dışarıdan mekanik güçle çalışan bir kompresör kullanılması gerektiği için mekanik-tahrikli çevrim olarak adlandırılır. Absorbsiyonlu soğutma çevriminde ise, yüksek basınçtaki sıvı karışımından buharı ayırştırmak için gerekli enerji ısı enerjisi olduğu için ısı-tahrikli çevrim olarak tanımlanmıştır.

2.2. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Soğutma teknolojilerindeki yeniliklerle birlikte enerji tüketiminin artmasıyla daha az enerji harcayarak daha fazla soğutma kapasitesine sahip cihazlar üretmek oldukça önemli hale gelmiştir. Bu cihazlar için en iyi örnek olarak absorbsiyonlu soğutma sistemleri gösterilebilir.

1859 yılında Ferdinand Carre, 1825 yılında Michael Faraday'ın keşfettiği absorbsiyon işleminden faydalanarak ilk $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan absorbsiyonlu makineyi icat etmiş ve 1860 yılına gelindiğinde ise makinenin Amerika'da patentini almıştır. Bu patentle ilgili olarak daha sonraları geliştirilen makineler gıdaları soğutmak ve buz yapmak için faydalanılmış ve soğutucu geliştirme yönündeki araştırmalarda esas dizayn olarak kabul edilmiştir.

Ülkemizde ise absorbsiyonlu cihazların kullanımı kojenerasyon sistemlerinin kullanılması ile birlikte artış göstermiştir. Kojenerasyon sistemlerinin oluşturduğu atık ısılar sayesinde kullanılan absorbsiyonlu sistemler ile yapılan soğutma işlemlerinde maliyet oldukça azalmıştır. Bahse konu olan atık ısılar buhar türbinlerinden alınan buhar, motor soğutma suları, proseste kullanılan makinelerin soğutma suları ve baca gazlarının kullanımı sırasında ısı değıştirciler aracılığı ile elde edilen sıcak sulardır.

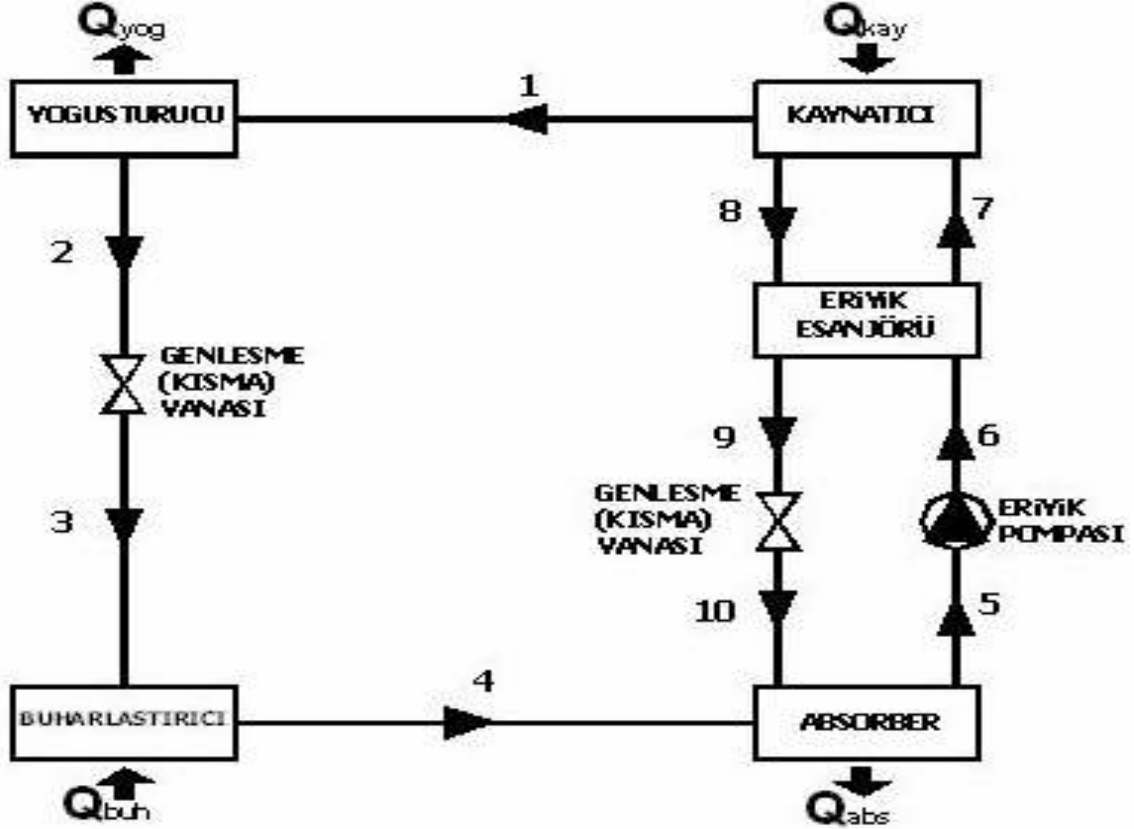
2.2.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tanıtılması

Absorbsiyonlu soğutma sistemi, buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sistemine benzerlik göstermektedir. Soğutma yükü, buharlaştırıcıda soğutucu akışkanın buharlaşmasıyla elde edilir. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimlerindeki mekanik işlem yerine, absorbsiyonlu soğutma sisteminde fiziko-kimyasal işlem kullanılır. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde mekanik kompresöre ihtiyaç duyulmamakta olup, yerine termik kompresör kullanılır.

Soğutma işlemi yapabilmek için, buhar sıkıştırılmalı mekanik soğutma sistemlerindeki mekanik ve elektrik enerjisi yerine absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı enerjisi kullanılır. Bu işlemin sahip olduğu avantajlarla çeşitli endüstriyel tesislerdeki atıl haldeki ısı enerjisinin değerlendirilmesi ve tükenmez bir ısı-ışık enerji kaynağına sahip olan güneş enerjisinin kullanılması yoluyla enerjinin giderek pahalı hale gelmesi dolayısıyla günümüzde absorpsiyonlu soğutma sistemler fazlaca ekonomik olmaktadır.

2.2.2. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Çalışma Prensibi

Şekil 2.2’de Absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik olarak verilmiştir.



Şekil 2.2. Absorpsiyonlu soğutma çevrimi

Kaynak: Özdenal, Ata Motor Egzoz Gazını Isı Kaynağı Olarak Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi İle Taşıt Kabini Soğutulmasının Teorik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara (2006)

2.2.3. Absorber ve Evaporatör

Soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı doyma basıncına bağlıdır. Buharlaşma sıcaklığı evaporatör basıncına göre değişir. Soğutma uygulamalarında ihtiyaç duyulan sıcaklık değerlerine inmek için basınç yeterince düşük olmalıdır.

Buhar sıkıştırılmalı sistemlerde evaporatörde soğutucu akışkanın buharlaşmasıyla oluşan yüksek basınç kompresörün soğutucu akışkan buharını emmesiyle düşürülür. Soğutucu akışkan ne kadar hızlı buharlaşırsa kompresör de buharı aynı hızla alır. Kompresörün ve diğer bileşenlerin performansına göre uygun olarak soğutucu akışkan seçilir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ise buharlaştırıcıda soğutucu akışkan mevcuttur. Absorber, buharlaştırıcıya bitişiktir ve zengin eriyik içerir. Buharın aralarında rahatça hareket edebilmesi için iki kap birbirine bağlantılıdır. Kapların basınçları olabildiğince düşük ve havaları alınmış haldedir. Buharlaştırıcı içerisinde bulunan soğutucu akışkan gaz fazına geçer. Buharlaşma gizli ısısının etkisi ile buharlaşmamış olan soğutucu akışkan soğur. Böylece soğutma işlemi gerçekleşmiş olur. İki kaptaki boşluklar meydana gelen buhar tarafından doldurulur. Daha fazla soğutucu akışkan buharlaştıkça buharlaştırıcıdaki basınç da giderek artacak ve dolayısıyla elde edilen soğutma etkisi de kaybolacaktır. Ancak bu olumsuz durum absorbanın hareketi sayesinde önlenir.

Kapları dolduran buhar absorberde kuvvetli absorban eriyiğın yüzeyi ile temas edecek ve absorbe olacaktır. Buda ortamdaki basıncı düşürür. Buharlaşan soğutucu akışkan yüzeyinden absorbere doğru buhar akışını artıran bir basınç farkı oluşur.

Absorber soğutucu akışkan buharını, meydana geldiğinde evaporatörde düşük sıcaklık ve basınç oluşturarak uzaklaştırır. Absorberin bu hareketi kompresör tarafından yaratılan emme hareketinin yerini tutar. Buharlaştırıcıda basınç çok düşük olduğundan dolayı parçaların oldukça sızdırmaz olması önem arz etmektedir. Çünkü soğutucu akışkanın borular ve serpantinler etrafında haricen dolaşması istenmez. Dolayısı ile soğutucu akışkan evaporatördeki boruların içerisinde devamlı sirküle eden suyu soğutma amacı için kullanılır. Soğuk su ise soğutma yükünün mevcut olduğu ortamda sirküle eder. Soğutucu akışkan devamlı bir şekilde buharlaştırıcıdaki borular üzerine soğutucu pompası vasıtası ile nozullarla püskürtülür.

Pompa-sprey nozul düzenlemesi kuvvetli absorber eriyiğinin absorber içine spreylemek için de kullanılır. Bu eriyik ile su buharı arasındaki temas yüzeyini ve absorbsiyon prosesinin etkinliğini artırmayı sağlar.

2.2.4 Generator ve Kondenser

Soğutucu akışkan sistemin devamlı olarak çalışabilmesi için tekrar tekrar kullanılmasına ihtiyaç vardır. Bu yüzden de generator kullanılır. Fakir eriyik absorberden kaynatıcıya pompalanır. Eriyiğe ısı enerjisi verilerek soğutucu akışkanın kaynatarak eriyikten ayrılması sağlanır. Oluşan zengin eriyik absorbere geri döner ve soğutucu akışkan buharı yoğunlaştırucuya gönderilir. Isı kaynağı olarak egzoz gazındaki atık halde bulunan ısı kullanılır. Sıcak su veya buhar da kullanılabilir.

Generator kondenser ile bağlantılıdır. Meydana gelen soğutucu akışkan buharı kaynatıcı ve yoğunlaştırucuyu doldurur. Yoğunlaştırucudaki boruların içerisinde soğuk su dolaşır. Su sıcaklığı akışkan haldeki buharının yoğunlaştırucu basıncındaki yoğunlaşma sıcaklığından düşüktür. Böylece buhar haldeki soğutucu akışkan yoğunlaşma sırasında gizli ısını bırakır ve sıvı hale dönüşerek yoğunlaştırucu tabanında birikmeye başlar.

2.2.5.Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Isı Kaynakları

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde mekanik enerji yerine generatörde ısı enerjisi kullanılmaktadır. Kullanıma girmiş değişik kaynaklar Tablo 2.1’de verilmektedir. 1970’li yıllarda gaz ve yağ ateşlemeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerine alternatif olarak generatöre gerekli ısının güneş enerjisinden elde edilmesi yoluna gidilmiştir. Bunun en önemli nedenlerinden biri enerji fiyatlarındaki hızlı artış olmuştur.

Tablo2.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri İçin Isı Kaynakları

Isı Kaynağı	Sıcaklık
Petrol Ürünleri Yanmasıyla Oluşan Isı	600°C kadar
Herhangi Bir Güç Kaynağından veya Isıtma Prosesinden Alınan Düşük Basıncılı Buhar	100-120°C
İçten Yanmalı Motorlar (Gaz veya Yağ Ateşlemeli)	70-100°C
Jeotermal Isı	60-120°C
Kimyasal Proseslerden Alınan Isı	Geniş bir aralık söz konusu
Güneş Enerjisi (Yüksek verimli kolektörlerle)	70-100°C

Kaynak: KAVAKLI, Arzu Egzoz Gazı İle Çalışan Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Otobüslerde Kullanılması Yüksek Lisans Tezi , Balıkesir, (2005)

2.2.6. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Akışkan Çiftleri ve Özellikleri

Adından da anlaşılacağı gibi absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde bir akışkanın, ikinci bir akışkan içinde absorbe edilmesi söz konusudur. Dolayısıyla çevriminde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan biri soğutucu akışkandır. Bu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünün ortamdaki çekilmesini sağlar diğer akışkan, yutucu (absorbent veya soğurucu) akışkandır. Bu akışkan çevrimin belli bir kısmında soğutucu akışkanı taşır. Herhangi bir soğutma uygulamasında önemli olan nokta uygun akışkan seçimidir.

Absorbent ve soğutucu akışkan çiftlerinin özellikleri;

1. Absorbent içinde yer alan soğutucu maddenin yüksek çözünürlükte olması şarttır.

2. Çalışma şartlarında sistemde var olan absorbentin katı fazında bulunmaması gerekir. Sistemde katılaşma yüzünden tıkanıklık olması durumunda sistem devre dışı kalabilir ve çalışmaz.

3. Çevrimde minimum akışkan debisi ile sağlanabilmesi için Buharlaşma ısısı yüksek olan soğutucu akışkanın seçimi yapılmalıdır.

4. Basınç kayıplarını minimuma indirilerek absorbentin soğutucu akışkanı daha kolay absorblaması sağlanır. Viskozitesi düşük olmalıdır.

5. İşletme basıncının normal seviyelerde olması; Yüksek basınç, sistemin parçalarında iyi bir mukavemet olmasını gerektirir ki bu durum maliyetin artmasına neden olacaktır. Alçak basınçta ise sistem içerisine hava girmesini önleyecek ve kontrol edecek özel donanımlarla beraber soğutucu akışkan buharının basınç düşümünü sağlayacak ilave ekipman şart olacaktır.

6. Sistemin dayanımı ve sistem parçalarında korozyon etkisi olmamalıdır ki sistem güvenilir şekilde uzun süre çalışabilmelidir.

7. Akışkanlar patlayıcı, parlayıcı ve kimyasal reaksiyona girerek zehirli gaz oluşumuna sebebiyet vermeyecek emniyetli birer madde olmalıdır.

8. Verimli bir absorpsiyon için akışkan çiftinin birbirine karşı ilgileri yüksek seviyede olmalıdır.

9. Sistemin düşük maliyeti açısından fiyatı uygun olmalı ve kolay mal edilebilmelidir.

Tablo2.2. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde üzerinde çalışma yapılmış olan akışkan çiftleri

Soğutucu Akışkan	Absorbent
Su (H ₂ O)	Lityum bromür (LiBr)
Su (H ₂ O)	Lityum klorür (LiCl)
Amonyak (NH ₃)	Su (H ₂ O)
Amonyak (NH ₃)	Kalsiyum klorür (CaCl ₂)
Amonyak (NH ₃)	Lityum nitrat (LiNO ₃)
Amonyak (NH ₃)	Lityum bromid (LiBr ₂)
Amonyak (NH ₃)	Stronsiyum klorür (SrCl ₂)
Amonyak (NH ₃)	Sodyumtiosiyanat (NaSCN)
Amonyak (NH ₃)	Lityumtiosiyanat (LiSCN)
Amonyak (NH ₃)	Çinko bromid (ZnBr)
Amonyak (NH ₃)	N Metil 2 pirrolidon (NMP)
Amonyak (NH ₃)	Dimetil metil fosfanat (DMMP)
Amonyak (NH ₃)	Dimetil formamid (DMF)
Amonyak (NH ₃)	Gliserol (C ₃ H ₈ O ₃)
Metil amin (CH ₃ NH ₂)	Su (H ₂ O)
Metil klorid (CH ₃ Cl)	Tetraetil glikol (C ₆ H ₁₄ O ₄)
Diklorflormetan (CF ₂ Cl ₂)	Dimetilasitamid (C ₄ H ₉ NO)
Diklorflormetan (CF ₂ Cl ₂)	Siklohexanon (C ₆ H ₁₀ O)
Klordinflormetan (CHF ₂ Cl)	Dimetil etil ester (C ₁₂ H ₁₅ BrO ₂)
Klordinflormetan (CHF ₂ Cl)	Dimetil formamid (C ₃ H ₇ NO)
Klordinflormetan (CHF ₂ Cl)	Siklohexanon (C ₆ H ₁₀ O)

Kaynak: Akdemir, Özay Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Bir iklimlendirme Ünitesinin Geliştirilmesi İzmir (2001)

Lityum bromür (LiBr)–Su (H₂O), Amonyak (NH₃)–Su (H₂O) akışkan çiftleri absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en fazla kullanılan ve üretilen çiftlerdir. Bunlar geniş ticari kullanım alanı bulanan çiftlerdir. Bu sistemlerden farklı ısıyı belli bir süreliğine depolama özelliğine sahip Lityum klorür (LiCl)–Su (H₂O) akışkan çiftiyle çalışan sistemler de üretilmiştir.

2.2.6.1 LiBr-H₂O Akışkan Çiftinin Avantaj ve Dezavantajları

Avantajları

- Absorbent olarak kullanılan Lityum bromür (LiBr) uçucu özelliği olmadığından çalışma akışkanının zenginleştirilmesine ihtiyaç yoktur.
- Soğutucu akışkanın su kullanılmasının nedeni olarak yüksek buharlaşma ısısına sahip olmasıdır.

- Bu sistemler basittir ve düşük pompalama gücü gerektiren düşük basınçlarda ve yüksek performansla çalışırlar.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı arasına kısma vanası koyulmadan yükseklik farkı ve uygun konstrüksiyondaki boru kayıplarıyla basınç düşümü sağlanabilir.
- Akışkan çifti yanıcı ve toksik değildir.
- Akışkan çifti yüksek gizli ısı avantajlarına ve yüksek kimyasal kararlılığa sahiptir.

Dezavantajları

- Akışkan çiftinin en temel sorunu katı oluşma ihtimalidir. Soğutucu akışkan 0°C' de donduğundan bu çift düşük sıcaklıklara soğutma işlemlerinde kullanılamaz. Minimum buharlaştırıcı sıcaklığı 3 °C olmalıdır.
- Sistem sadece iklimlendirme uygulamalarında kullanıma uygundur.
- Yüksek sıcaklıktaki kuvvetli eriyik soğutulduğunda kristalleşir. Kristalleşme sonucunda ortaya çıkan karışım sulu çamur kıvamında koyu bir yapıdır. Pompalar bu karışıma hareket ettiremediği için soğutma işlemi çalışmaz.
- Sistem yüksek basınç altında çalıştığından sızdırmaz olarak imal edilmesi gerekir.
- Çözelti korozyon yapıya sahiptir.
- Sistem için su soğutmalı bir yoğuşturucu gerekir.
- LiBr eriyiğinin yüksek viskozitesi de bir dezavantajdır.

2.2.6.2 NH₃-H₂O Akışkan Çiftinin Avantaj ve Dezavantajları

Avantajları

- Akışkan çifti iyi bir karışım oluşturma özelliğindedir.
- Molekül ağırlığı düşüktür, böylece soğutucunun buharlaşma ısısı yüksektir.
- Akışkan çiftinin maliyeti ucuz ve kimyasal olarak kararlıdır.
- Amonyakın donma sıcaklığı düşük olduğundan gıdaların soğutmasında kullanılabilir.

- Amonyanın kritik basıncı ve sıcaklığı yüksektir.
- Akışkan çifti kolay elde edilir.

Dezavantajları

- Absorbent soğutucu akışkanla birlikte buharlaştığından zenginleştirme kolonuna ihtiyaç duyulur.
- Amonyak toksik ve yanıcı özelliğindedir. Toksik özelliğinden dolayı makine tecrit edilmelidir.
- Çalışma sıvısının absorber basıncından generator basıncına pompalanması gerekir.

2.2.7.Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Performansı

Absorbsiyonlu soğutma çevriminin soğutma etkisi COP_{abs} (coefficient of performance) sisteme uygulandığında, elde edilen değer mekanik sıkıştırmak sisteme göre oldukça küçük çıkmaktadır. Yaklaşık 0.60-0.70 civarındadır. Ancak bu fark COP_{abs} terimlerinin farklı olarak tanımlanmasından kaynaklanmaktadır. Mekanik sıkıştırmalı sistemin COP'si çekilen ısı miktarının sisteme verilen iş miktarına oranıdır. Elektrik santrallerinde yakıttan elde edilen enerjinin sadece 1/3'ü elektriğe dönüştürülür. Gerçekte absorbsiyonlu makine kompresör tahrikli makinenin kullandığı orijinal yakıt içerisindeki ısı enerjisi miktarının yaklaşık iki katını kullanır. Ancak endüstriyel uygulamalarda, çoğunlukla düşük basınçlı atık buhar veya sıcak yanma gazları vardır. Bu enerji hiç bir maliyeti olmayan enerji olarak göz önüne alınabilir. Ayrıca iş formundaki enerji ısı formundaki enerjiden daha değerli ve pahalıdır. Absorbsiyonlu soğutma çevriminin soğutma etkisi COP_{abs} aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$COP_{abs} = \frac{\text{Evaporatörde çekilen ısı}}{\text{Jeneratöre verilen ısı} + \text{Pompa Gücü}}$$

3.OTOBÜS KLİMA SİSTEMİ VE ISI KAZANCI HESABI

3.1 OTOBÜS KLİMA SİTEMLERİ

Bir otobüs kliması, soğuk, sıcak, rutubetli vb. farklı hava koşullarında otobüsün içinde istenen konfor şartlarını sağlamalıdır. Aynı zamanda mahaldeki tozu, dumanı ve kokuyu uzaklaştırabilmelidir. Dış hava sıcaklığı ve nemi, yolcu sayısı ve gereken temiz hava miktarı ve güneş ışınımı faktörleri soğutma yükü genel olarak etkilenmektedir. Bu sebepler bütün ortamlardaki farklı yol şartlarında ve taşıtın değişik hız ve yönlerindeki hareketlerinde değişmelere uğramaktadır.

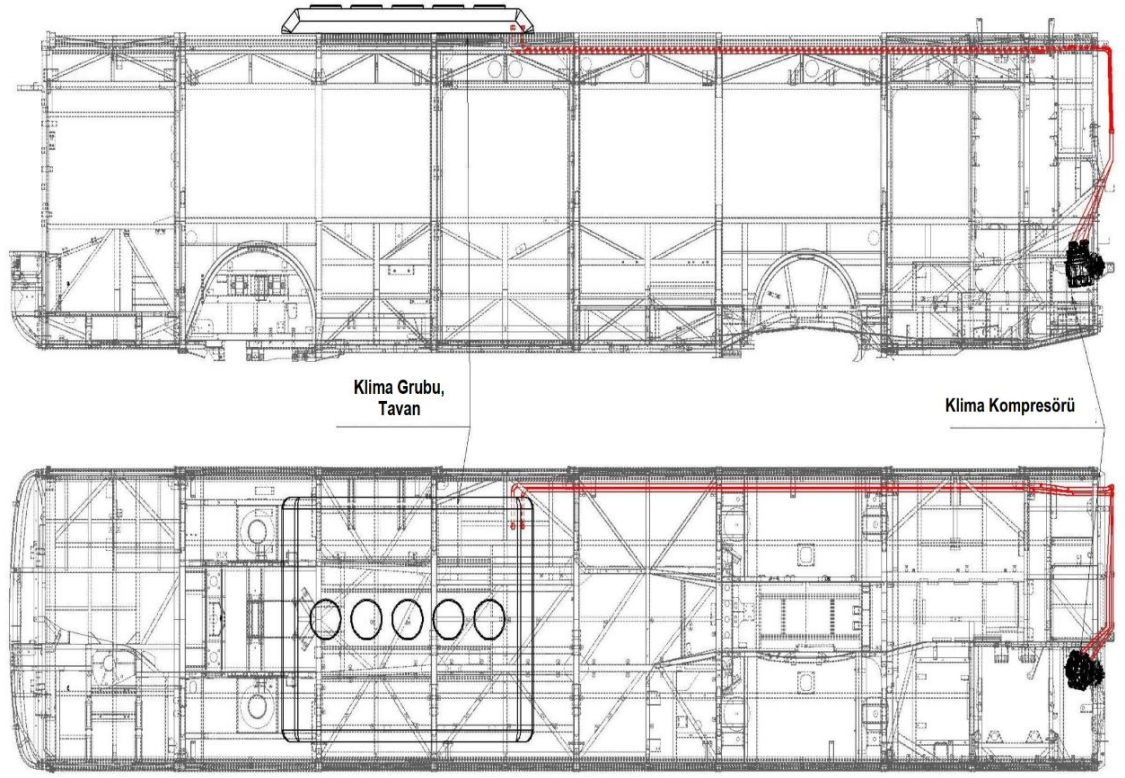
Şehir içi toplu taşıma hizmeti veren otobüslerin diğer küçük taşıtlara göre soğutma yükleri tespiti, gerek havalandırma, gerek donanım yerleri ve tahrik sistemleri açısından farklılık gösterir.

Şehir içi otobüslerde soğutulmuş olan hava tavandan araç içine dağıtıldığından dolayı farklı akış menfezleri kullanılır. Otobüs de tavan boyunca hava çıkış nozullarından hava dağıtılır. İdeal olarak taşıtta soğutulacak havanın %30'u kadarı dış ortamdan alınmalı % 70'i kadarı ise taşıt içindeki hava devrettirilmektedir.

Araştırmamızda inceleyeceğiz İstanbul halkına toplu taşıma hizmetinde kullanılan Otokar Kent marka 12 m otobüs klima sistemidir.

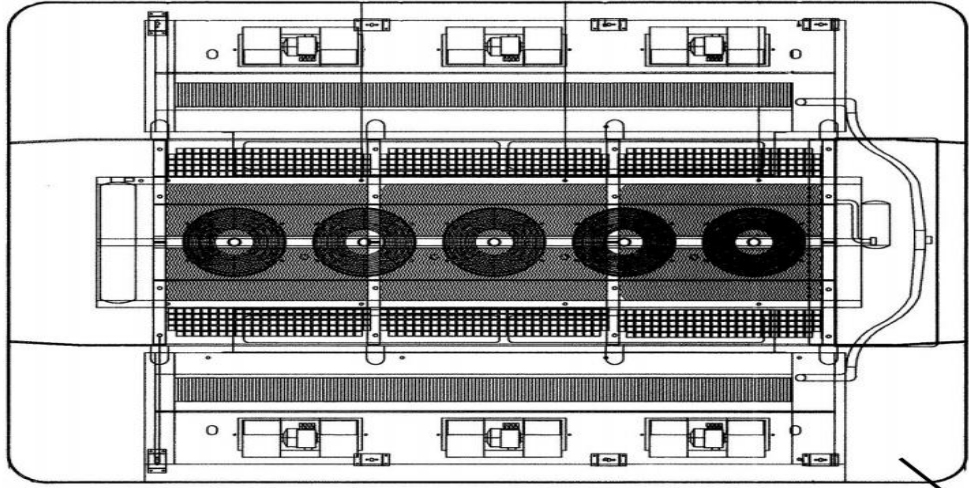
3.1.1. Otobüs Klima Sistemi Donanım Yerleri

Otobüs iklimlendirme sistemi için en önemli özelliklerden biri yer sorunudur. Otobüs dizaynını bu sebep dikkate alınarak yapılmalıdır. Normal olarak uygun şekilde yeteri kadar dar hacim bulmak zordur. Klima sisteminin bütün parçaları ekonomik olduğu kadar hafif olması ve tekerlek yüküne dengeli olarak uygun şekilde yerleştirilmeleri önem arz etmektedir. Günümüz otobüsleri iklimlendirme sistemlerinde alüminyum gövdeli kompresörler ve bazılarında da alüminyum buharlaştırıcı ve yoğuşturucular kullanılmaktadır. Ayrıca ağırlıktan ve boyuttan tasarruf etmek için yüksek hızlı kompresörler kullanılır. Yüksek hızlı kompresörler doğrudan motordan tahrik edilirler.



Şekil 3.1 Otokar Kent Marka Otobüs Klima Sistemi Yerleşim Planı

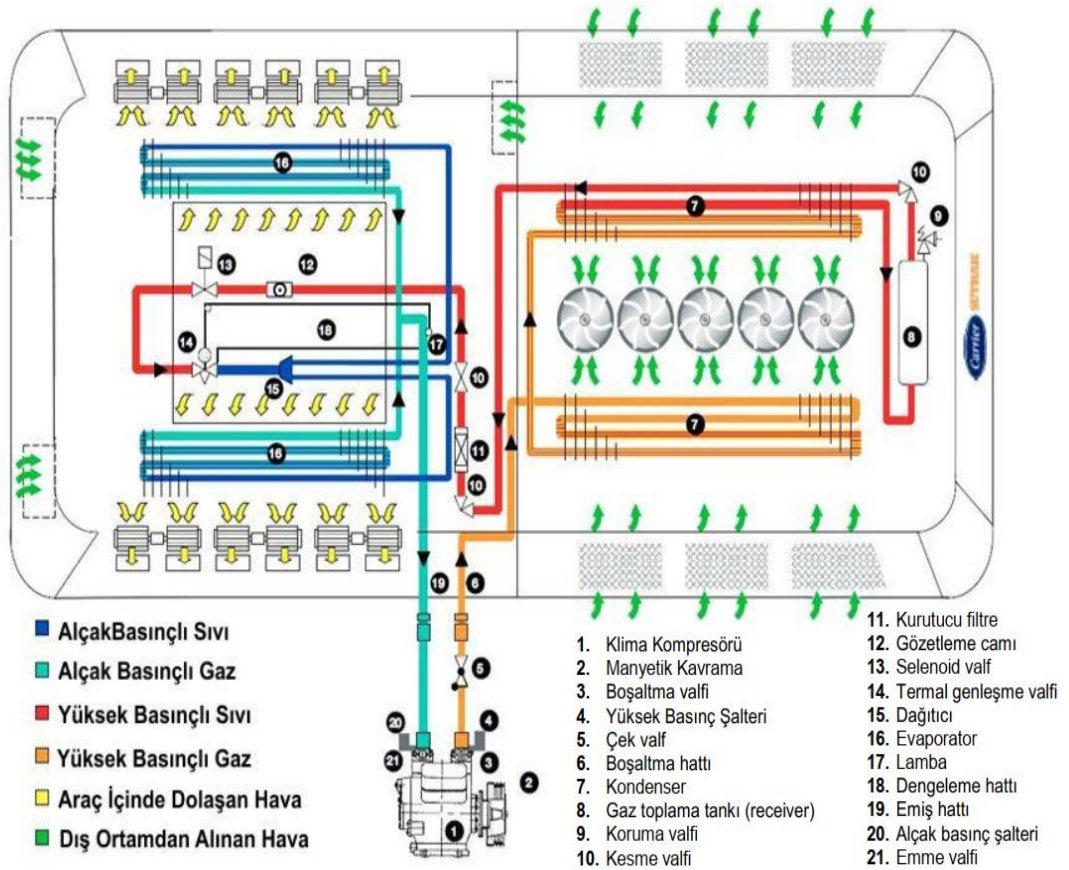
Kaynak: Otokar, Kent Serisi Araçlar Atölye Kitabı, Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş.
İstanbul (2013)



Şekil 3.2 Klima Sisteminin Üstten Görünüşü

Kaynak: Otokar, Kent Serisi Araçlar Atölye Kitabı, Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş.
İstanbul (2013)

Otobüste kompresör motor bloğu bölümünde, kondense, evaporatör ve hava dolaşım fanlarından ibaret iklimlendirme sisteminin tümü tavanda olacak şekilde yerleştirilmiştir. Şekil 3.1 ve Şekil 3.2 de yerleşim planı görülmektedir. Ayrıca Şekil 3.3’de araç üzerinde mevcut olan sütrak marka klima sisteminin gaz akış şeması da gösterilmektedir.



Şekil 3.3 Klima Sistemi Gaz Akış Şeması

Kaynak: Otokar, Kent Serisi Araçlar Atölye Kitabı, Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. İstanbul (2013)

3.1.2. Klima Kompresörü Tahriki

İklimlendirme sistemindeki kompresörün tahriki için en yaygın uygulama ayrı bir dizel ya da benzin motorun kullanılmasıdır. Soğutma kompresörünün verimli çalıştığı otobüsün esas güç kaynağından yani aracın motorundan bağımsız bu uygulamada yardımcı motor, buharlaştırıcı fanlarını tahrik edecek elektrik motorlarına

enerji sağlayan jeneratörü de tahrik edecek kadar büyük güce sahip olmalıdır. Ayrı bir motorun bakım giderleri, daha fazla ağırlık ve yer kaplaması nedeniyle bu sistem yerini aracın ana motorundan tahrikli sistemlere bırakmak zorunda kalmıştır. Araç motorundan tahrikli sistemlerin bu faydalarına rağmen bazı olumsuzlukları da mevcuttur. Soğutma kompresörleri taşıt motorundan güç aldığı için soğutma kapasitesi taşıt motorunun devrine göre değışiklik gösterir. Rölantide kompresör kapasite çok düşüktür, lakin yüksek devirlerde kapasite çok büyük olabilir. Farklı uygulamalar da ise daha hafif ve uyumlu olan hidrostatik sistem kullanılmaktadır. Hidrolik motor ve soğutma fanlarını içeren 60000 kJ/h soğutma kapasitesine sahip taşıt motorundan tahrikli bir sistem yaklaşık 300 kg ağırlıkta olmasına rağmen bağımsız tahrikli sistem 600 kg'a kadar bir ağırlığa ulaşabilir. Taşıtın motor devrine bağılı olmadan oldukça üniform bir kompresör hızı elde etmek için otomatik transmisyon kullanılmalıdır. Bu durumda rölanti devrinde bile kompresör maksimum hızın %50-%60'ı kadar bir hızda çalışabilir.

3.1.3. Soğutma Kapasitesi

Klima ünitesinin kapasitesi otobüsün büyüklüğü ve yolcu taşıma kapasitesine uygun olmalıdır. Kapasite düşük olduğı durumlarda yeterli soğutma yapılamayacak, büyük olduğı durumlarda ise ekonomik olmayacaktır. Klima sistemleri toplu taşıma otobüslerinde genelde kısa mesafede kapı açma kapama, sıkışık trafikte yoğun yolcu sayıları göz önüne alınarak belirlenir. Otobüsümüzde kullanılan sütrak marka klimaya ait teknik veriler tablo 3.1 de gösterilmiştir.

Tablo3.1. Klima Teknik Verileri

TEKNİK BİLGİLER	
Soğutma Kapasitesi	39 kW
Uzunluk	2700 mm
Genişlik	2010 mm
Yükseklik	210 mm
Evaporatör hava kapasitesi	6000 m ³ /h
Voltaj	24 VDC 100 A
Soğutucu gaz	R 134a

Kaynak: Otokar, Kent Serisi Araçlar Atölye Kitabı, Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. İstanbul (2013)

Klima sisteminin soğutma kapasitesi olan Tablo 3.1 deki 39 kW gücün elde edilebilmesi için Otokar marka Kent Şehir içi toplu taşıma otobüsümüzde GEA marka FK40 modeli kompresör kullanılmıştır. Kompresörü ait teknik veriler Tablo 3.2. de gösterilmiştir.

Tablo 3.2 GEA marka FK40 Kompresöre ait teknik veriler

FKX40/655 N

☒ EN12900
☐ ANSI 540



Soğutucu	R134a	Hız	1450	1/min
Referans sıcaklık	Çiğleşme noktası	Emiş gazı sıcaklığı	20	°C
Evaporasyon sıcaklığı	5,0	Hipotermi (kondansatör dışında)	0	K
Evaporasyon basıncı (abs.)	3,50	Kullanılabilir superheat	☒ 100%	
Kondenzasyon sıcaklığı	50,0	bireysel	5	K
Yoğuşmalı basınç (abs.)	13,17			

Kompresör soğutma kapasitesi	28,60	kW	Performans katsayısı (COP/EER)	3,40
Evaporator soğutma kapasitesi	28,60	kW	Toplam ısı kaybı	37,00
Motor gücü	8,40	kW	Kütle akışı	0,200
Tork	55,40	Nm	Basma sıcaklık değeri	78,4

Kaynak:GEAGroup<https://vap.gea.com/mobileapplication/Pages/ProductMobile.aspx?ItemObjectID=FKBAHN&Size=FK40&ProductID=1382> İnternet Sitesi Verileri

3.2. KONFOR ŞARTLARI

Vücudumuz, enerjisini yediğimiz besinlerden alan bir ısı makinesi gibidir. Sürekli çalışan bir ısı makinesi gibi, insan vücudu da atık ısını da bir ortama yani çevreye vermek durumundadır. İnsan vücudunun çevreye verdiği atık ısı kişinin yaptığı işe göre değişiklik gösterir. Yetişkin bir erkek için ortalama değerler, uyurken 87 W, dinlenirken veya masa başında hafif iş yaparken 115 W, ağır bedensel iş yaparken 440 W'a kadar yükselir. Sağlıklı bir insanın vücut iç sıcaklığı 37°C dolaylarında sabittir. İnsan atık ısını çevreye kolaylıkla verebildiği durumlarda rahat eder.

İnsan vücudunun rahatlığı ve konforu temel olarak üç etkene bağlıdır. Bunlar kuru termometre sıcaklığı, bağıl nem ve hava dolaşım hızından ibarettir.

Ortamda hissedilen sıcaklık konforun en önemli etkenidir. İnsan vücudu 22°C ile 27°C sıcaklıkları arasında rahatlık hisseder. Bağıl nem de konforu önemli ölçüde etkileyen diğer etkenidir, çünkü vücudun buharlaşma yoluyla çevreye ne kadar ısı atabileceği çevre havanın bağıl nemi ile ilişkilidir. İnsanların çoğu %40 ile %60 arasında bir bağıl nemi tercih eder. Bağıl nemin az olması özellikle %30'un altında burun ve boğaz kuruması gözlemlenir ve solunum sisteminin enfeksiyonlara yatkınlığı fazlalaşır, %70'in üzerinde ise cilt üzerinde rahatsız edici nem(ıslaklık) hissi oluşur.

Hava dolaşımı vücut rahatlığında önemli bir rol oynar. Hava akım hızının artması, insan vücudundan buharlaşma, konveksiyon ve radyasyon ile olan ısı kayıplarını artırır. Benzer şekilde hava hızının azalması bu ısı kayıplarını da azaltır. Vücut yakınında biriken ılık ve nemli havayı uzaklaştırarak yerini göreceli olarak serin ve kuru havanın doldurmasını sağlar. Hareket eden havanın hızı yaklaşık 7 ile 25 cm/saniye arasında olmalıdır. İnsan vücudu çevresindeki havanın kompozisyonunu değiştirir, karbondioksit yüzdesini artırır, oksijen yüzdesini azaltır, kokular yayar ve patojen bakterilerin konsantrasyonunu artırır. Bu rahatsızlıklar, az miktarda dış hava kullanarak yok edilebilir.

3.3.OTOBÜSLERDE ISI YÜKLERİ

Bir otobüse gelen ısı yükleri genel olarak şöyle sıralanabilir;

- Taşıta dışarıdan geçen ısı (iletim, taşınım, ışıınım yoluyla)
- Taşıt içerisindeki donanımların depolayacağı ısı
- Yolcuların ortama attığı ısı (gizli ısı)
- Havalandırma ve enfiltrasyon ısısı

Bu yükler, farklı yol koşullarında, taşıtın değişik hız ve doğrultularındaki hareketlerinde değişim göstermektedir. Örneğin, taşıt hızının yüksek olduğu zamanlarda enfiltrasyon miktarı artar ve dış hava ile taşıt yüzeyi arasındaki ısı taşınım katsayısı büyür. Güneş altında asfalt bir yolda yol yüzey sıcaklığı 70 °C'ye kadar

yükselebilir. Bu ise yoldan araca geçen ısı miktarını artırır. Taşıt hareketi esnasında ön, yan ve arka camlardan gelen güneş ışınlamı da hareket doğrultusu ile devamlı değişir. Duran veya yavaş şehir trafiğinden hızlı şehir içi trafiğine kadar taşıt hızındaki değişmeler de soğutma yükünün karşılanmasını etkiler.

Soğutma kompresörü genelde motordan doğrudan tahrik edildiğinden, soğutma kapasitesi, rölanti hızlarda taşıt hareketi olmadığı için en düşük düzeydedir ve yoğuşturucu için mevcut hava da minimum miktardadır. Motor hızı arttıķa kompresör kapasitesi ve yoğuşturucuya hava akışı artar.

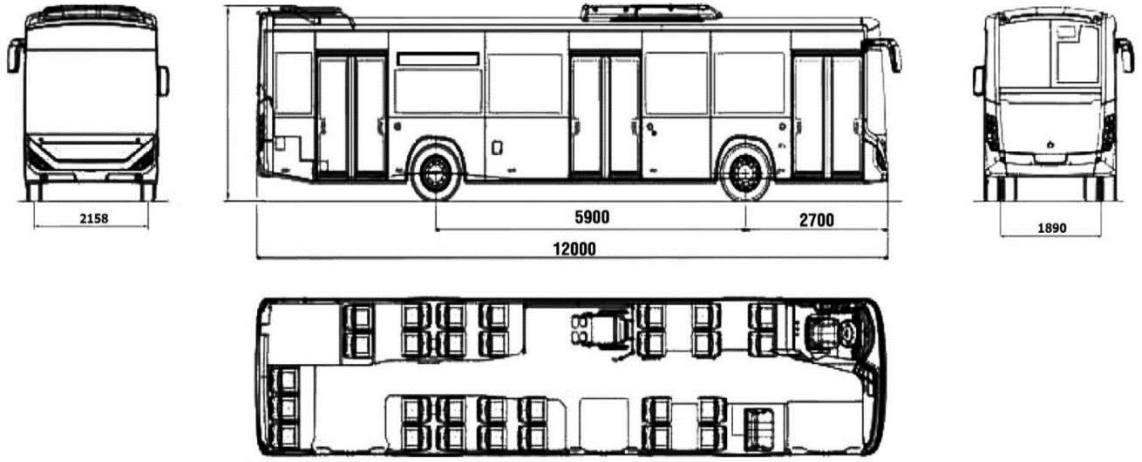
Tipik bir otobüs klima sistemi otobüsün iç ortam sıcaklığını 43°C' den 29°C' ye 10 dakika gibi bir sürede indirebilir. Bir otobüs güneşli bir günde kapıları kapalı halde park edildiğinde, otobüsün içindeki sıcaklık 66°C'ye kadar yükselebilir. Otobüslerde en büyük ısı yükü (ısı kazancı) güneşten gelen ısı ve otobüsün pencerelerinden iletilen ısıdır.

Otobüslerde toplam pencere alanının taşıt hacmine göre diğer sistemlere nazaran oldukça fazla olması ve motor, döşeme ve tavan gibi bölümlerinden farklı miktarlarda ısının geçmesi bu bölümlerin tek tek incelenmesini gerektirir.

Otobüs soğutmasının yapılarıdaki soğutmada en önemli farkı sık ve çabuk soğutmanın elde edilmek istenmesidir. Soğutma birimi sadece hava sıcaklığını konfor şartlarına indiren bir kapasiteye sahip olmamalı, ayrıca koltuklar, kapı panelleri, döşeme, tavan ve gösterge tablosu sıcaklıklarını da azaltabilecek ilave kapasiteye sahip olmalıdır.

3.4.OTOBÜSDE ISI KAZANCI HESABI

Bir otobüsün ısı kazancının hesaplanabilmesi için önce i ve dış ortam sıcaklıklarının belirlenmesi gerekir. Bölüm 3.2.'de anlatıldığı gibi konfor şartlarının sağlanması için otobüsün içindeki şartlar 21 °C kuru termometre sıcaklık ve %50 bağıl nem seçilmiştir. Dış şartlar ise Haziran ayı İstanbul ili için 27 °C ve %60 bağıl nem alınmıştır. Hesaplamaları sırasında şekil 3.4 te görülen otobüsün ölçüleri dikkate alınarak işlemler yapılacaktır.



Şekil 3.4.Otobüsün Uzunluk Ölçüleri

Kaynak: Otokar, Kent Serisi Araçlar Atölye Kitabı, Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. İstanbul (2013)

Otobüs için dış yüzeylerdeki ısı taşınım katsayısı ampirik formül ile bulunabilir.

$$h_d = 5,7 + 3,8 \times V \quad (\text{Yamankaradeniz, R., ve Can, M., 1998})$$

h_d : Dış taraftaki ısı taşınım katsayısı ($W/m^2 K$)

V : Otobüsün hızı (m/s)

Otobüsün hızı şehir içinde ort. 50 km/h ise;

$$50 \text{ km/h} = 13,88 \text{ m/s}$$

$$h_d = 5,7 + 3,8 \times 13,88 \rightarrow h_d = 58,44 \text{ W/m}^2 K$$

Hesaplamalarda işlem sırası;

- İletim ve taşınım ile olan ısı yükü
- Işınım yoluyla olan ısı yükü
- İnsanlardan gelen ve taze havanın ısı yükü hesabı takip edilecektir.

3.4.1.Tavandan Gelen Isı Kazancı

Yapılan ölçümlerde otobüsün tavan alanı 30,48 m² bulunmuştur.

Tavan malzemesi: çelik sac (0,002 m) + izolasyon malzemesi (0,01 m)

Çelik sacın ve izolasyon malzemesinin ısı iletim katsayıları sırasıyla 14 W/mK (Kaynaklı Ö..2000) ve 0,03 W/mK'dir(Kaynaklı Ö..2000). Otobüsün iç tarafındaki ısı taşınım katsayısı 5 W/m²K(Kaynaklı Ö..2000) alındığında, toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklem ile bulunabilir.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_d} + \frac{\Delta X_{çelik}}{k_{çelik}} + \frac{\Delta X_{izo}}{k_{izo}} + \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{58,44} + \frac{0,002}{14} + \frac{0,01}{0,03} + \frac{1}{5}$$

$$U=1,812 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tavandan iletim ve taşınım ile gelen ısı yükü denklemi;

$$Q_{\text{tavan}}=U \times A \times \Delta t \text{ (Kavaklı A.,2005)}$$

$$Q_{\text{tavan}}=1,812 \times 30,48 \times (27-21) \rightarrow Q_{\text{tavan}}=331,378 \text{ W}$$

3.4.2. Sağ Yan Yüzeylerden Gelen Isı Kazancı

3.4.2.1.Camlardan Geçen Isı Kazancı

Camların toplam ısı geçiş katsayısı: $U=2,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ (Otokar,A.Ş. 2013)

Toplam sağ cam alanı: $A= 10,88 \text{ m}^2$ (Otokar,A.Ş. 2013)

$$Q_{2a}=U \times A \times \Delta t$$

$$Q_{2a}=2,7 \times 10,88 \times 6 \rightarrow Q_{2a}=176,26 \text{ W}$$

3.4.2.2. Saç Kısmından Geçen Isı Kazancı

Saç alanı: $A=7,021 \text{ m}^2$

Malzeme: saç (0,002m), hava boşluğu (0,01m), izolasyon malzemesi (0,01m)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{58,44} + \frac{0,002}{14} + \frac{0,01}{0,022} + \frac{0,01}{0,03} + \frac{1}{5}$$

$$U=0,995 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$Q_{2b} = U \times A \times \Delta t$$

$$Q_{2b}=0,995 \times 7,021 \times 6 \quad \rightarrow \quad Q_{2b}=41,915 \text{ W}$$

3.4.3. Ön Yüzeyden Gelen Isı Kazancı

3.4.3.1. Camlardan Geçen Isı Kazancı

Ön cam alanı: $A=4,87 \text{ m}^2$

Camın toplam ısı geçiş katsayısı: $U=2,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ (Otokar, A.Ş. 2013)

$$Q_{3a}=2,7 \times 4,87 \times 6 \quad \rightarrow \quad Q_{3a}=78,894 \text{ W}$$

3.4.3.2. Saç Ve Tampon Bölgesinden Gelen Isı Kazancı

Saç alanı toplam: $A=1,34 \text{ m}^2$

Tampon alanı: $A=0,805 \text{ m}^2$

Toplam alan: $A=2,145 \text{ m}^2$

Çelik saçın kalınlığı: $\Delta X_{\text{çelik}}=0,002 \text{ m}$, $k_{\text{çelik}}=14 \text{ W/m K}$

Tampon malzemesi fiber: $\Delta X_{\text{tampon}}=0,01 \text{ m}$, $k_{\text{tampon}}=0,03 \text{ W/m K}$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_d} + \frac{\Delta X_{\text{çelik}}}{k_{\text{çelik}}} + \frac{\Delta X_{\text{tampon}}}{k_{\text{tampon}}} + \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{58,44} + \frac{0,002}{14} + \frac{0,01}{0,03} + \frac{1}{5}$$

$$U=1,816 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$Q_{3b} = U \times A \times \Delta t$$

$$Q_{3b} = 1,816 \times 2,145 \times 6 \quad \rightarrow \quad Q_{3b} = 23,372 \text{ W}$$

3.4.4.Arka Yüzeyden Gelen Isı Kazancı

3.4.4.1.Camlardan Geçen Isı Kazancı

$$\text{Arka cam alanı: } A=1,07 \text{ m}^2$$

$$\text{Camın toplam ısı geçiş katsayısı: } U=2,7 \text{ W/m}^2 \text{ K (Otokar,A.Ş. 2013)}$$

$$Q_{4a} = 2,7 \times 1,07 \times 6 \quad \rightarrow \quad Q_{4a} = 17,334 \text{ W}$$

3.4.4.2.Motor Bölgesinden Gelen Isı Kazancı

Motorun bulunduğu bölgenin sıcaklığını 60 °C kabul ediyoruz.

$$\text{Alan: } A=4,162 \text{ m}^2$$

$$\text{Toplam ısı geçiş katsayısı: } U=0,777 \text{ W/m}^2 \text{ K (Kavaklı,A.2005)}$$

$$Q_{4b} = U \times A \times \Delta t$$

$$Q_{4b} = 0,777 \times 4,162 \times (60-21) \quad \rightarrow \quad Q_{4b} = 126,17 \text{ W}$$

3.4.5.Tabandan Gelen Isı Kazancı

Taban alanı: $A=30,48 \text{ m}^2$

Toplam ısı geçiş katsayısı: $U=1,812 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

$$Q_5 = U \times A \times \Delta t$$

$$Q_5 = 30,48 \times 1,812 \times 6 \quad \rightarrow \quad Q_5 = 331,378 \text{ W}$$

3.4.6. Işınım İle Gelen Isı Kazancı

Işınım ile ısı kazancı çeşitli enlem derecesinde çok farklı değerler alır. Ayrıca araç yolda seyir halinde iken dönüş istikametine göre ışınların geliş yönleri sürekli değişecektir. Haziran ayı ışınların en etkili olduğu ve maksimum ortalama sıcaklığın hissedildiği zamandır. Güneşli bir yaz gününde, araç içine dış ortamın sıcaklığının etkisinin yanında güneş ışınlarının geliş açısı da hesaplamalarda etkin rol oynar.

Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nün haziran ayı için ülkemizin yönlere göre ışıınım miktar verileri:

Yatay: $697,8 \text{ W}$

Doğu: $40,706 \text{ W}$

Batı: $447,78 \text{ W}$

Kuzey: $58,15 \text{ W}$

Güney: $40,705 \text{ W}$

Camlar için gölgeleme faktörü: 0,54 (Otokar,A.Ş. 2013)

Katı yüzeylerin yutma katsayısı: 0,66 (Otokar,A.Ş. 2013)

Otobüsümüz, Kadıköy-Üsküdar (güneyden-kuzeye) yönünde hareket halinde iken sağ tarafı doğu, sol tarafı batı, arka kısmı güney ve ön kısmı kuzey yönünde kabul edilir. Hesaplamalar buna göre yapılacaktır.

3.4.6.1.Tavandan Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı

$$Q_{6a} = A \times \alpha \times Q_{yatay}$$

$$Q_{6a} = 30,48 \times 0,66 \times 697,8 \rightarrow Q_{6a} = 14037,5 \text{ W}$$

3.4.6.2. Sağ Yan Yüzey Camlardan Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı

$$Q_{6b} = A \times \alpha \times Q_{doğu}$$

$$Q_{6b} = 10,88 \times 0,54 \times 40,706 \rightarrow Q_{6b} = 239,16 \text{ W}$$

3.4.6.3.Sol Yan Yüzey Camlardan Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı

$$Q_{6c} = A \times \alpha \times Q_{batı}$$

$$Q_{6c} = 13,56 \times 0,54 \times 447,78 \rightarrow Q_{6c} = 3278,825 \text{ W}$$

3.4.6.4.Sağ Yan Saç Kısmından Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı

$$Q_{6d} = A \times \alpha \times Q_{doğu}$$

$$Q_{6d} = 7,021 \times 0,66 \times 40,706 \rightarrow Q_{6d} = 188,626 \text{ W}$$

3.4.6.5.Sol Yan Saç Kısmından Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı

$$Q_{6e} = A \times \alpha \times Q_{batı}$$

$$Q_{6e} = 13,25 \times 0,66 \times 447,78 \rightarrow Q_{6e} = 3915,84 \text{ W}$$

3.4.6.6.Ön Cam Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı

$$Q_{6f} = A \times \alpha \times Q_{kuzey}$$

$$Q_{6f} = 4,87 \times 0,54 \times 58,15 \rightarrow Q_{6f} = 152,93 \text{ W}$$

3.4.6.7.Ön Saç Kısmından Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı

$$Q_{6g} = A \times \alpha \times Q_{kuzey}$$

$$Q_{6g} = 2,145 \times 0,66 \times 58,15 \rightarrow Q_{6g} = 82,33 \text{ W}$$

3.4.6.8.Arka Cam Işınım Yoluyla Gelen Isı Kazancı

$$Q_{6h} = A \times \alpha \times Q_{güney}$$

$$Q_{6h} = 1,07 \times 0,54 \times 40,705 \rightarrow Q_{6h} = 23,52 \text{ W}$$

3.4.7.İnsanlardan Gelen Isı Kazancı

İETT İşletmeleri Genel Müdürlüğü'nden alınan verilere dayanarak otobüs içerisinde yolculuk yapan (oturan-ayakta) ortalama $z=95$ (İETT İstanbulkart verileri,2018) kişiye göre hesap yapılacaktır.

Bir insan vücudunun çevreye attığı duyulur ısı: $Q_d=63,965 \text{ W}$ (Kavaklı A. 2005)

Bir insan vücudunun çevreye attığı gizli ısı: $Q_g=52,338 \text{ W}$ (Kavaklı A. 2005)

$$Q_7 = z \times (Q_d + Q_g)$$

$$Q_7 = 95 \times (63,965 + 52,335) \rightarrow Q_7 = 11048,5 \text{ W}$$

3.4.8. Taze Hava Isı Kazancı

Toplu alanlarda bir insanın ihtiyaç duyduğu taze hava miktarı $20 \text{ m}^3/h$ kabul edilir. (Kaynaklı Ö..2000)

$$95 \times 20 = 1900 \text{ m}^3/h$$

$$Q_8 = 1900 \times 1,2 \times 6 \times \frac{1000}{3600} \rightarrow Q_8 = 3800 \text{ W}$$

Otobüsün toplam ısı yükü;

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8$$

$$Q_T = 37892,882 \text{ W}$$

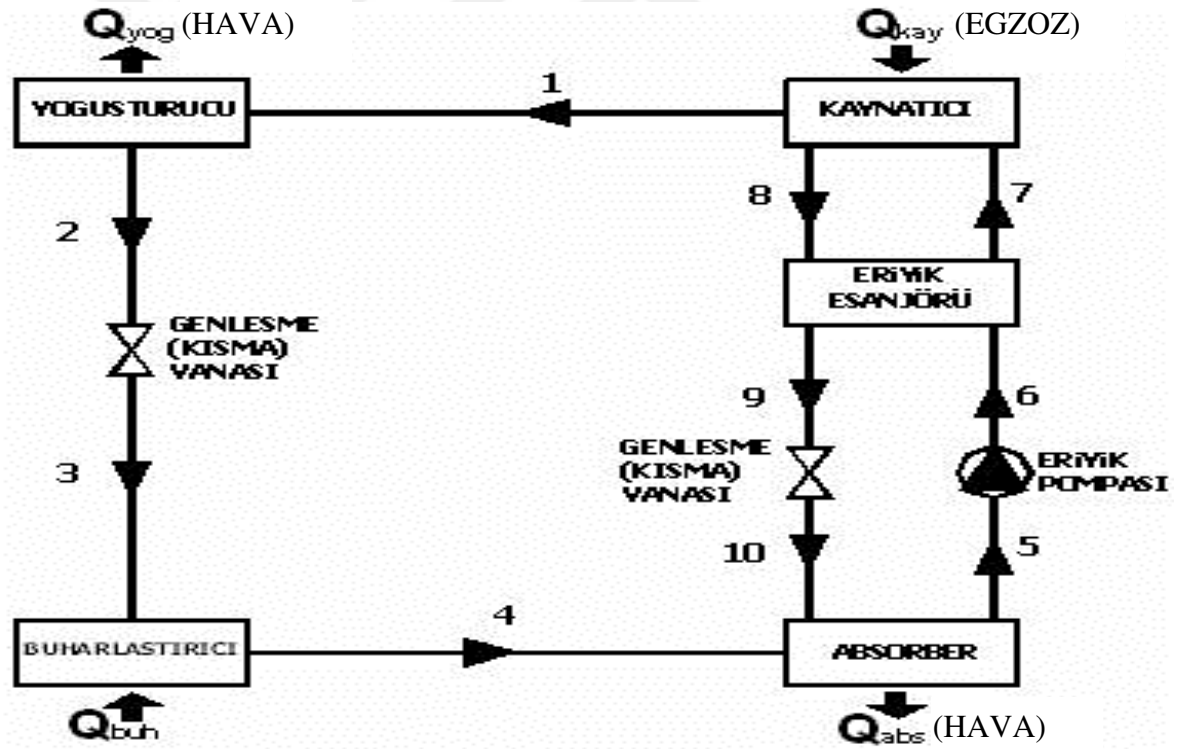
Bulduğumuz ısı yükü emniyet katsayısı ile

$$Q_T = 39000 \text{ W} \text{ 'dır.}$$

4.ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri üzerine son yıllarda hem teorik hem de deneysel olarak çok fazla araştırmalar yapılmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerindeki araştırmaların büyük bir çoğunluğu LiBr-H₂O akışkan çiftini kullanan soğutma sistemleri üzerinedir. Toplu taşıma işlemi yapan Otocar Marka otobüsün termodinamik ısı analizini yapılan 39 kW soğutma gücüne sahip LiBr- H₂O absorbsiyonlu soğutma sisteminin işlem adımları takip edilerek absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik ve ısı analizini yapılmıştır.

Şekil 4.1’de absorbsiyonlu Soğutma Sistemi şematik olarak gösterilmiştir. Absorbsiyonlu soğutma sistemin çalışma prensibi Şekil 4.1 üzerinde gösterilen numaralardan faydalanılarak aşağıdaki şekilde özetlenmiştir.



Şekil 4.1. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi

Kaynak: Özdanal, Ata Motor Egzoz Gazını Isı Kaynağı Olarak Kullanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi İle Taşıt Kabini Soğutulmasının Teorik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara (2006)

1 → 2: Kaynatıcıdan çıkan soğutucu akışkan ısı alarak buharlaşarak kızgın buhar haline geçer ve yoğuşturucuya doğru yönelir. Yoğuşturucuda kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, moleküllerindeki ısıyı dış ortama bırakarak sıvı hale geçer.

2 → 3: Yüksek basınçta ki sıvı halde bulunan soğutucu akışkan, genleşme valfinden geçerek basıncı düşer ve buharlaştırıcıya gider.

3 → 4: Soğutucu akışkanın basıncı düştükten sonra ortam ısını alarak buharlaştırıcıda buhar haline dönüşürken az miktarda yoğuşur. Bu az miktardaki yoğuşma ihmal edilir.

4 → 5: Soğutucu akışkan buharı kaynatıcıdan gelen zengin eriyikle absorberde birleşip fakir eriyiği meydana getirir.

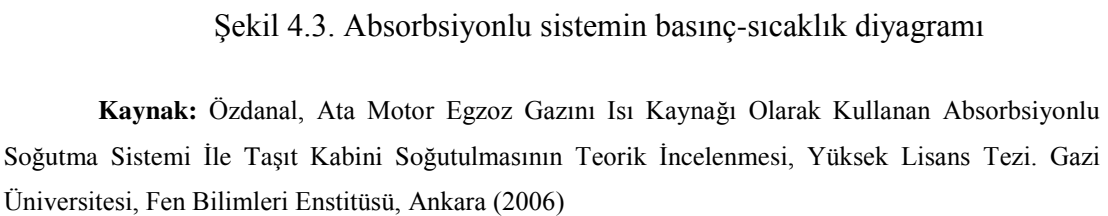
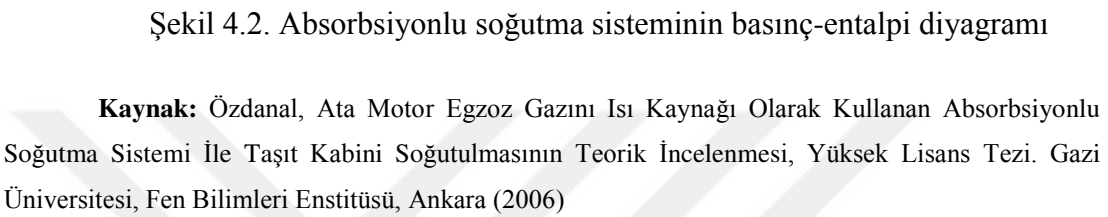
5 → 6: Absorberde (soğurucuda), soğutucu akışkan ile zengin eriyik birleştikten sonra oluşan fakir eriyik, bir pompa yardımı ile eriyik ısı değiştiricisine pompalanır.

6 → 7: Fakir eriyik ısı değiştiriciden geçerken bir miktar ısı alır. (Eriyik ısı değiştiricisinde kaynatıcıdan gelen ve absorbent içeriği bakımından zengin olan eriyik, ısını absorbentce fakir olan eriyiğe aktararak absorbere geri döner ve buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan ile absorberde birleşir.)

7 → 1,8 Fakir eriyik kaynatıcıya gelir. Kaynatıcıda aldığı ısı enerjisiyle (egzoz gazı) eriyik içinde bulunan soğutucu akışkan absorbentten ayrılır. Absorbent, zengin eriyik hali gelir. Soğutucu akışkan ise egzoz gazındaki atıl ısıyı üzerine alarak buharlaştığı için kızgın buhar haline dönüşür.

8 → 9: LiBr konsantrasyonu fazla olan yani zengin eriyik haline dönüşen absorbent buharlaştırıcıdan ayrılarak eriyik ısı değiştiricisine gider. Zengin haldeki eriyik ısı değiştiricide, buharlaştırıcıdan aldığı enerjinin bir miktarını absorberden buharlaştırıcıya giden fakir eriyiğe vererek ısı enerjisinin artmasını sağlar.

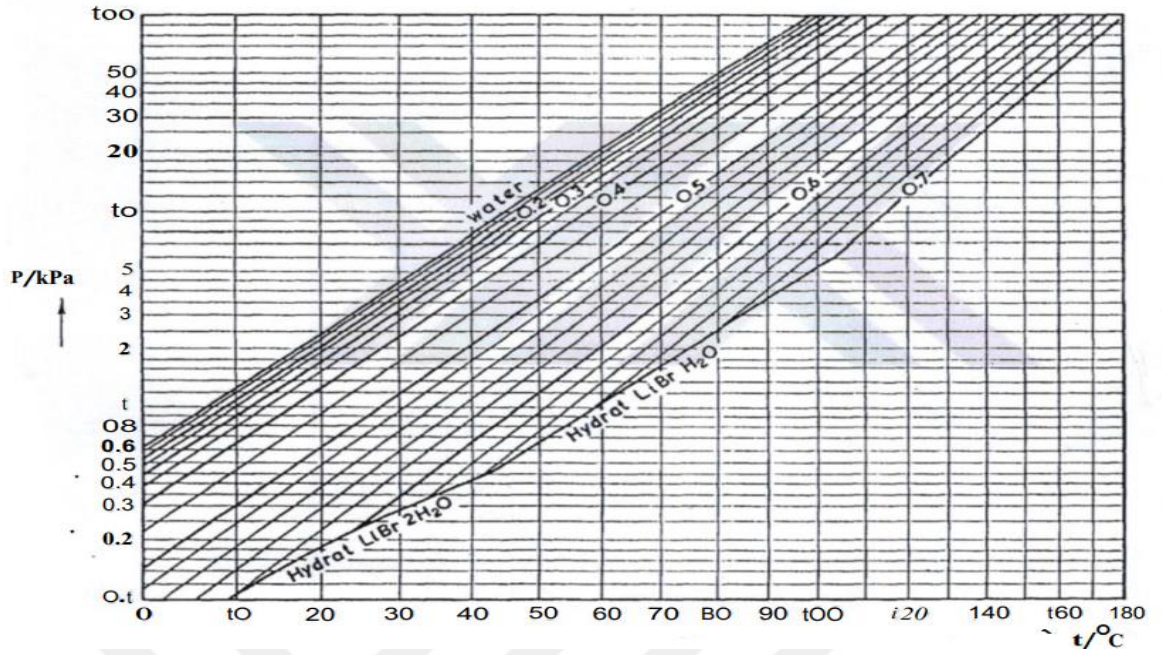
9 → 10: Yüksek basınç halindeki absorbent genleşme valfi yardımı ile basıncı düşürülür ve düşük basınçta absorbere gelir. Çevrim bu şekilde devam eder.



LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutma sistemin termodinamik analizinin yapılabilmesi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Sistemin termodinamik analizi sürekli rejim şartlarında olduğu varsayılarak yapılmıştır.
- Kaynatıcıdan çıkan soğutucu akışkan buharının sıcaklığı ve basıncı, kaynatıcı sıcaklığı ve basıncına eşit varsayılmıştır.
- Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında yani saf sudur. Yoğuşturucu ile aynı sıcaklıkta yoğuşturucudan ayrılmaktadır.
- Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutkan buharı, kuru doymuş buhar şartlarında ve buharlaştırıcı sıcaklığındadır.
- Absorberden çıkan eriyik, absorber sıcaklığına ve basıncına eşit olduğu yani denge halinde olduğu kabul edilmiştir.
- Kaynatıcıdan çıkan eriyik, kaynatıcı sıcaklığına ve basıncına eşit olduğu yani denge halinde olduğu kabul edilmiştir.
- Sistemdeki basınç kayıpları ve sisteme verilen iş girişi çok düşük miktarda olduğu için göz ardı edilmiştir.
- Absorber, kaynatıcı, buharlaştırıcı ve buharlaştırıcı gibi sistemi oluşturan parçaların çevreye ısı kaybı yoktur.

Su - LiBr çözeltisinin denge diyagramı, Lower ve Mc Neely ve birçok kişi tarafından üzerinde çalışılmış bir konudur. Su - LiBr çözeltisinin denge diyagramı şekil 4.4'de görülmektedir.



Şekil 4.4. Su-LiBr erişimin basınç-sıcaklık-konsantrasyonu grafiği

Kaynak: Özdanal, Ata Motor Egzoz Gazını Isı Kaynağı Olarak Kullanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi İle Taşıt Kabini Soğutulmasının Teorik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara (2006)

4.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Hesapları

$$Q_{yoğ} + Q_{abs} = Q_{kay} + Q_{buh} + W_{pompa}$$

Önceki hesaplamalarımızda da belirtildiği gibi insanlar için konfor sıcaklık değeri yaklaşık 21°C'dir. Yapılan araştırmalarda ve otobüs kliması ile gerçekleştirilen deneylerde evaporator (buharlaştırıcı) sıcaklığının 5°C civarında olduğu görülmüştür. Dolayısıyla sistemimizde buharlaştırıcı sıcaklığı;

$$T_{evap} = 5^{\circ}\text{C} \text{ alınmıştır.}$$

Kaynatıcı sıcaklığı ise sistemin rahat çalışabilmesi ve kristalizasyon probleminin olmaması için;

$$T_{kay} = 90^{\circ}\text{C} \text{ alınmıştır.}$$

Sistemdeki absorber ve yoğusturucu hava soğutmalı olup aynı ortam tarafından soğutulacağından ikisi de eş sıcaklıkta olacaktır. Otobüs kliması için yapılan araştırmalar sonucunda yoğusturucu sıcaklığı 40°C civarındadır. Bu sebepten;

$$T_{\text{yoğ}}=T_{\text{abs}}=40^{\circ}\text{C} \text{ alınacaktır.}$$

$$40^{\circ}\text{C} \text{ de suyun doyma basıncı (A-4 tablo): } P_d=7,384 \text{ kPa}$$

$$5^{\circ}\text{C} \text{ de suyun doyma basıncı: } P_d=0,8721 \text{ kPa}$$

$$T_{\text{kay}}=T_1=90^{\circ}\text{C}$$

$$P_1=7,384 \text{ kPa} \quad \rightarrow \quad h_1=2660,1 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2=40^{\circ}\text{C}$$

$$X=0 \quad \rightarrow \quad h_2=167,57 \text{ kJ/kg} \quad (x=\text{kuruluk derecesi})$$

$$\text{Kısılma vanasında (sabit entalpi) } h_3=h_2=167,57 \text{ kJ/kg}$$

$$T_4=5^{\circ}\text{C}$$

$$X_4=1 \quad \rightarrow \quad h_4=2510,6 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{\text{abs}}=T_5=40^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{abs}}=P_5=0,8721 \text{ kPa} \quad \rightarrow \quad X_f=X_5=0,59 \quad (X=\text{LiBr oranı})$$

$$T_{\text{abs}}=T_5=40^{\circ}\text{C}$$

$$X_5=0,59 \quad \rightarrow \quad h_5=104 \text{ kJ/kg}$$

$$X_7=X_5=0,59$$

$$P_{\text{kay}}=P_7=7,384 \quad \rightarrow \quad T_7=80^{\circ}\text{C}$$

$$T_7=80^{\circ}\text{C}$$

$$X_7=X_5=0,59 \quad \rightarrow \quad h_7=175 \text{ kJ/kg}$$

$$T_8=90^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{kay}}=7,375 \text{ kPa} \quad \rightarrow \quad X_2=X_8=0,62$$

$$T_8=90^{\circ}\text{C}$$

$$X_8=0,62 \quad \rightarrow \quad h_8=220 \text{ kJ/kg}$$

$$X_8=X_{10}=0,62$$

$$P_{\text{abs}}=P_{10}=7,375 \text{ kPa} \quad \rightarrow \quad T_{10}=48,3^{\circ}\text{C}$$

$$T_{10}=48,3^{\circ}\text{C}$$

$$X_{10}=0,62 \quad \rightarrow \quad h_{10}=140 \text{ kJ/kg}$$

Dolaşım Oranı (f) zengin eriyik ve soğutucu akışkan debilerinin oranı olarak tanımlanır,

$$f = \frac{\text{zengin eriyik debisi}}{\text{saf akışkan debisi}} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} \quad \rightarrow \quad \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} + 1 \quad \rightarrow \quad \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = f + 1$$

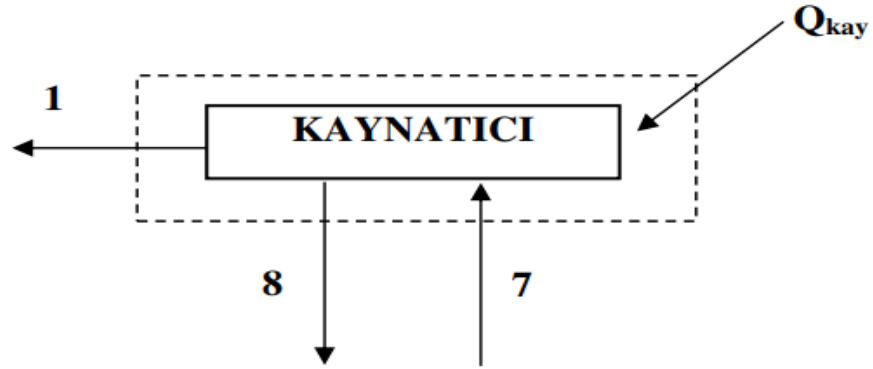
$$f = \frac{x_7}{x_8 - x_7} = \frac{0,59}{0,62 - 0,59} \quad \rightarrow \quad f = 19,67$$

$$\text{Zengin eriyik debisi} \quad : \quad \dot{m}_z = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

$$\text{Fakir eriyik debisi} \quad : \quad \dot{m}_f = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7$$

$$\text{Soğutucu akışkan debisi} \quad : \quad \dot{m}_s = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

4.1.1. Kaynatıcı Hesabı



Şekil 4.5. Kaynatıcı

Şekil 4.5'deki kaynatıcı açık bir sistemdir.

Süreklilik denklemi : $\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_1$

Kaynatıcıdaki LiBr dengesi : $\dot{m}_7 \times X_7 = \dot{m}_8 \times X_8$

Kaynatıcı açık bir sistem, $P=\text{sabit}$ ve $W=0$ dır. (W_{pompa} , diğer değerlere kıyasla çok küçük miktarlarda olduğundan ihmal edilir.) Kaynatıcıda oluşan kinetik ve potansiyel enerjinin ihmal edildiği kabul edilirse, Kaynatıcı için termodinamiğin I. Kanunu yazılırsa;

$$\sum Q - \sum W = \sum H_{\dot{c}} - \sum H_{\dot{g}}$$

$\sum Q$: Toplam ısı transferi (kW)

$\sum W$: Toplam iş (kW)

$\sum H_{\dot{c}}$: Entalpi çıkanlar

$\sum H_{\dot{g}}$: Entalpi girenler

Kaynatıcıdaki basınç sabit olduğundan $\sum W = 0$ olur ve denklem:

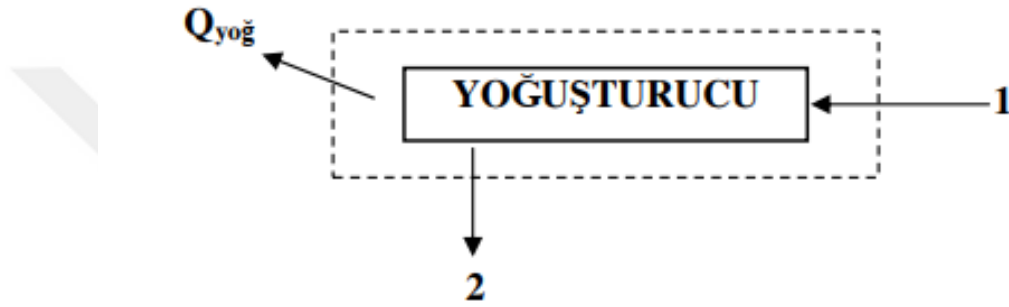
$$Q_{\text{kay}} = \dot{m}_1 \times h_1 + \dot{m}_8 \times h_8 - \dot{m}_7 \times h_7$$

Kaynaticının kapasite birimi kg soğutucu akışkan için bulunmak istenirse:

$$q_{kay}=h_1+f \times h_8-(f+1) \times h_7$$

$$q_{kay}=2660,1+(19,67 \times 220)-(19,67+1) \times 175 \rightarrow q_{kay}=3370,25 \text{ kJ/kg}$$

4.1.2. Yoğuşturucu Hesabı



Şekil 4.6. Yoğuşturucu

Yoğuşturucu basıncı sabit olduğundan $\sum W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu yoğuşturucu için yazılırsa;

$$Q_{yoğ}=H_2-H_1=\dot{m}_2 \times h_2- \dot{m}_1 \times h_1$$

$\dot{m}_2= \dot{m}_1$ dir. Denklemin her iki tarafı $\dot{m}_1$ ’e bölünürse;

$$q_{yoğ}= h_2- h_1$$

$$q_{yoğ}=167,57-2660,1 \rightarrow q_{yoğ}=-2492,53 \text{ kJ/kg}$$

4.1.3. Buharlaştırıcı Hesabı



şekil 4.7. Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı basıncı sabit olduğundan $\sum W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu buharlaştırıcı için yazılırsa;

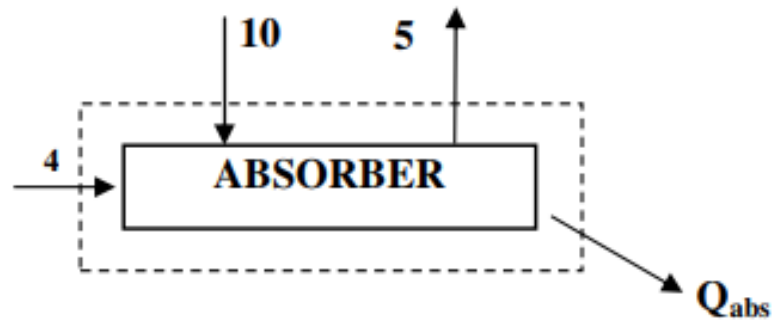
$$Q_{buh} = H_4 - H_3 = m_4 \times h_4 - m_3 \times h_3$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_1 \text{ dir.}$$

$$q_{buh} = h_4 - h_3$$

$$q_{buh} = 2510,6 - 167,57 \quad \rightarrow \quad q_{buh} = 2343,03 \text{ kJ/kg}$$

4.1.4. Absorber Hesabı



şekil 4.8. Absorber

Absorber basıncı sabit olduğundan $\sum W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu absorber için yazılırsa;

$$Q_{abs} = H_5 - H_4 - H_{10} = \dot{m}_5 \times h_5 - \dot{m}_4 \times h_4 - \dot{m}_{10} \times h_{10}$$

$\dot{m}_5 = \dot{m}_7$, $\dot{m}_4 = \dot{m}_1$ ve $\dot{m}_{10} = \dot{m}_8$ dir. Denklemin her iki tarafı $\dot{m}_1$ 'e bölünürse;

$$q_{abs} = (f+1) \times h_5 - h_4 - f \times h_{10}$$

$$q_{abs} = (19,67+1) \times 104 - 2510,6 - 19,67 \times 140 \rightarrow q_{abs} = -3114,72 \text{ kJ/kg}$$

4.1.5. Soğutucu Akışkan ve Eriyik Debilerinin Hesaplanması

Soğutucu akışkan debisinin hesaplanmasında termodinamiğin I. Kanunu'nun buharlaştırıcıya uygulanmasından yararlanacağız.

$$Q_{buh} = \dot{m}_4 \times h_4 - \dot{m}_3 \times h_3 \rightarrow \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$Q_{buh} = \dot{m}_1 \times (h_4 - h_3)$$

Buradan soğutucu akışkan debisi;

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{buh}}{q_{buh}}$$

Buharlaştırıcının soğutma kapasitesi önceki hesaplamalardan 39 kW bulunmuştur. Buna göre sistemdeki zengin ve fakir eriyik debileri;

$$f = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1}, \quad \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = f + 1$$

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{buh}}{q_{buh}} \rightarrow Q_{buh} = 39 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{39000}{2343,03} \rightarrow \dot{m}_1 = 16,645 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_8 = f \times \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_8 = 19,67 \times 16,645 \times 10^{-3} \rightarrow \dot{m}_8 = 327,409 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_7 = (f+1) \times \dot{m}_1$$

$$\dot{m}_7 = 20,67 \times 16,645 \times 10^{-3} \rightarrow \dot{m}_7 = 344,054 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 16,645 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_f = 344,054 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_z = 327,049 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$Q_{kay} = \dot{m}_1 \times q_{kay}$$

$$Q_{kay} = 16,645 \times 10^{-3} \times 3370,25 \rightarrow Q_{kay} = 56,098 \text{ kW}$$

$$Q_{yoğ} = \dot{m}_1 \times q_{yoğ}$$

$$Q_{yoğ} = 16,645 \times 10^{-3} \times 2492,53 \rightarrow Q_{yoğ} = 41,488 \text{ kW}$$

$$Q_{abs} = \dot{m}_1 \times q_{abs}$$

$$Q_{abs} = 16,645 \times 10^{-3} \times 3114,72 \rightarrow Q_{abs} = 51,844 \text{ kW}$$

$$Q_{abs} + Q_{yoğ} = Q_{kay} + Q_{buh} + W_{pompa} \rightarrow W_{pompa} = 1,766 \text{ kW}$$

4.1.6. Soğutma Tesir Katsayısı

$$COP = \frac{Q_{buh}}{Q_{kay} + W_{pomp}} = \frac{39}{56,098 + 1,766} \rightarrow COP = 0,674$$

4.2. MOTORLARDAKİ ENERJİ DAĞILIMI VE EGZoz GAZININ ISIL KAPASİTESİ

Absorbsiyonlu soğutma sistemi ile yapılacak olan soğutmanın ne derece yeterli olup olmayacağı ve yapılıp yapılamayacağı egzoz gazının ısı kapasitesine yani egzoz gazının sıcaklığına, debisine ve özgül ısısına bağlıdır. Aşağıdaki tabloda bazı motorlardaki enerji dağılımı ve egzoz gazı sıcaklıkları görülmektedir.

Tablo 4.1. Enerji Dağılımı ve Egzoz Gazı Sıcaklığı

Motor Tipi	Motorda Kullanılan (%)	Soğutma suyu ve diğerleri (%)	Egzoz (%)	Egzoz Gazı Sıcaklığı (°C)
Dizel	35 – 40	25 – 30	30 – 40	400 – 600
Adyabatik Dizel	35 – 40	5 – 10	60 – 65	700 – 950
Bujili Ateşleme	25 – 30	40 – 50	20 – 35	600 – 900
Gaz Türbini	30 – 35	5 – 10	55 – 70	150 – 300
Stirling	30 – 35	50 – 55	15	150 – 300

Kaynak: KAVAKLI, Arzu Egzoz Gazı İle Çalışan Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Otobüslerde Kullanılması Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir, (2005)

Tabloda görüldüğü gibi yakıttan elde edilen enerjinin en fazla % 35-40'lık bir kısmı motorda kullanılabilenmekte, geri kalan % 60-65'lik bölüm egzoz gazı, soğutma suyu ve diğer kayıplar olarak çevreye atılmaktadır. Oluşan bu kayıplar içerisinde egzoz gazının oranı motor tipine göre değişmekle beraber % 35 civarındadır ve 400°C ile 900°C arasında bir sıcaklıkta çevreye atılmaktadır. Kullanılacak olan alternatif sistemle, bu atık enerjinin değerlendirilmesinin yanında egzoz gazı sıcaklığını düşürerek çevreye bu derece yüksek sıcaklıkta atılmasına engel olunacaktır.

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin ısı enerjisi kaynağı olarak otobüsün üzerinde kullanılmakta olan Deutz marka 7150 cm³ silindir hacmine sahip motor verileri esas alınmıştır. Tablo 4.2. de aracın üzerinde kullanılmakta olan motora ait teknik veriler gösterilmiştir.

Tablo 4.2. Motor Teknik Verileri

Üretici	Deutz
Tip	TCD 2013 L06 4V, EEV , Elektronik Kontrollü
Silindir Sayısı	6
Silindir Çapı (mm)	108
Toplam Kurs (mm)	130
Silindir Hacmi (cm ³)	7150
Sıkıştırma Oranı [E]	18
Çalışma Prensibi / Yanma Şekli	4 Zamanlı, Hava Soğutuculu Aşırı Doldurma, Turbo Şarj / Direk Enjeksiyonlu. DCR (Deutz Common Rail)
Motor Ağırlığı (Soğutma Sistemi Hariç) (kg)	Yaklaşık 620
Güç (kw)	213 (290 BG) @ 2100 D/D
Max. Moment (Nm)	1200 @ 1050/1650 D/D
Soğutma	Su Soğutmalı
Termostat Açma sıcaklığı (°C)	86
Azami Motor Yağı Sıcaklığı, Karterde (°C)	125
Motor Ateşleme Sırası	1-5-3-6-2-4
Elektrik (Volt)	24
Motor Montaj Yeri	Aracın Arkasında, Arka Klape Altında Şaseye Monte Edilmiştir
Radyatör	Aracın Sol Arka Üst Klapesinin Altına Monte Edilmiştir.
Hava Filtresi	Kuru Tip, Tek Kağıt Elemanlıdır. Ayrıca Kirlilik Göstergesi ve Ikaz Sistemi Mevcuttur.
Araç Çekiş Tipi	Arkadan İtişli

Kaynak: Otokar, Kent Serisi Araçlar Atölye Kitabı, Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. İstanbul (2013)

Egzoz gazının ısıl kapasitesinin hesaplanabilmesi için egzoz gazı debisine ihtiyaç vardır. Egzoz gazı debisi aşağıdaki denklem ile bulunabilir.

$$\dot{m}_{\text{egzoz}} = \dot{m}_{\text{yakıt}} + \dot{m}_{\text{hava}}$$

Yakıt sarfiyatı, TCD2013 L06 4V Motor verileri sonuçlarından alınabilir, hava debisi değeri, egzoz gazlarının termofiziksel özellikleri hesaplanan hava/yakıt oranına (14.888 alınmıştır) göre bulunur.

$V=0$ km/h için $\dot{m}_{yakıt} = 0,981 \times 10^{-3}$ kg/s'dir.

$$\frac{H}{Y} = 14.888$$

$$\frac{\dot{m}_{hava}}{0,981 \times 10^{-3}} = 14.888$$

$\dot{m}_{hava} = 14,604 \times 10^{-3}$ kg/s'dir.

$$\dot{m}_{egzoz} = 0,981 \times 10^{-3} + 14,604 \times 10^{-3}$$

$\dot{m}_{egzoz} = 15,585 \times 10^{-3}$ kg/s'dir.

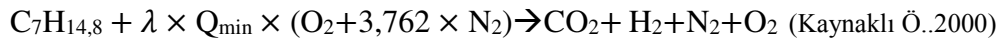
Bu işlemler diğer konumlar içinde yapılarak aşağıdaki Tablo 4.3'de TCD2013 L06 4V modeli için hesaplanan egzoz gazı debileri oluşturulmuştur.

Tablo 4.3. Araç hızına bağlı olarak egzoz sıcaklığı, yakıt, hava ve egzoz debileri

Hız km/h	Egzoz Sıcaklığı °C	$\dot{m}_{\text{yakıt}} \times 10^{-3}$ kg/s	$\dot{m}_{\text{hava}} \times 10^{-3}$ kg/s	$\dot{m}_{\text{egzoz}} \times 10^{-3}$ kg/s
0	402	0,981	14,604	15,585
10	441	2,813	32,498	34,681
20	468	4,516	67,229	71,745
30	496	6,228	92,716	98,945
40	521	8,369	124,589	132,958
50	564	9,725	144,776	154,501
60	587	11,944	177,81	189,754

4.2.1.Egzoz Gazının Termofiziksel Özellikleri Hesabı

Kaynatıcı kapasitesinin hesaplanabilmesi için egzoz gazının termofiziksel özelliklerinin bilinmesi gerekir. İpraş'ta üretilen yakıtın kimyasal formülü $C_7H_{14,8}$ dir. Bu yakıtın yanma denklemi;



λ =Genelde Hava Fazlalık Katsayısı 1'dir (Kaynaklı Ö..2000)

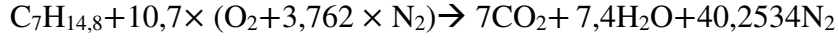
Burada $Q_{\min}$, 1 mol yakıtı yakmak için gerekli oksijen miktarıdır ve şu şekilde bulunur.

$$Q_{\min} = c + 0,25h \text{ (Kaynaklı Ö..2000)}$$

C: Yakıttaki Karbon (C) Sayısı, h: Yakıttaki Hidrojen (H_2) sayısı

$$Q_{\min} = 7 + 0,25 \times 14,8 = 10,7$$

1 mol yakıtı yakmak için 14,888 mol hava kullanılmaktadır. $Q_{\min}$ ve λ değeri yazıldığında gerekli denklem eşitleme yapıldığında şu şekli alır:



Bu durumda denkleme göre egzoz gazının termofiziksel özellikleri bulunabilir. Tabloda verilen sıcaklık değerlerinden egzoz gazının termofiziksel özellikleri bulunmak istenirse aşağıda verilen ikinci dereceden denklemler kullanılacaktır.

$$C_p = 0,00002 T^2 + 0,219T + 1090,12 \quad (\text{Kaynaklı Ö..2000})$$

$$\rho = 0,0000012 T^2 - 0,0018104T + 1,07512 \quad (\text{Kaynaklı Ö..2000})$$

$$\mu = -0,00024198 T^2 + 0,523838T + 132,26146 \quad (\text{Kaynaklı Ö..2000})$$

$$\nu = 0,00001960571429 T^2 + 0,1381922857T + 0,3084 \quad (\text{Kaynaklı Ö..2000})$$

$$k = -0,0000086514286 T^2 + 0,064855829T + 23,58626 \quad (\text{Kaynaklı Ö..2000})$$

$$C_p \text{ (j/kgK)}, \quad \rho \text{ (kg/m}^3\text{)}, \quad \mu \text{ (N.s/m}^2\text{)}, \quad \nu \text{ (m}^2\text{/s)}, \quad k \text{ (W/mK)}$$

Prandtl Sayısı;

$$Pr = (C_p \times \mu) / k$$

Tablo 4.4.Egzoz gazının termofiziksel özellikleri

Sıcaklık (°C)	Özgül Isı C_p (j/kgK)	Yoğunluk ρ (kg/m ³)	Din. Visk. μ (N.s/m ²) $\mu \times 10^7$	Kin. Visk. ν (m ² /s) $\nu \times 10^6$	Isı iletim kat. k (W/mK) $k \times 10^3$	Pr
402	1181,39	0,54126	303,739	59,031	48,261	0,7435
441	1190,588	0,51011	316,214	65,065	50,505	0,7454
468	1196,992	0,49068	324,418	69,278	52,044	0,7461
496	1203,664	0,47238	332,554	73,676	53,626	0,7465
521	1209,647	0,45763	339,497	77,63	55,028	0,7463
564	1219,997	0,43576	350,733	804,487	57,413	0,7452
587	1225,564	0,42589	356,375	88,185	58,675	0,7443

4.2.2.Egzoz Gazı İdeal Isı Transfer Kapasitesi Hesabı

Egzoz gazı sıcaklığının kaynatıcı tarafından ortam sıcaklığına kadar düşürüleceği varsayılarak hesaplanmıştır. ($T_{ort}=25^\circ\text{C}$)

$$\dot{Q}_{egideal} = \dot{m}_{eg} \times C_{p\text{eg}} \times \Delta T_{ideal}$$

Burada;

$\dot{Q}_{egideal}$: Egzoz gazı ideal ısı transfer kapasitesi (W)

$\dot{m}_{eg}$: Egzoz gazı debisi (kg/s)

$C\rho_{eg}$:Egzoz gazının özgül ısısı (J/kgK)

ΔT_{ideal} :Egzoz gazının kaynaticıya girişi ile ortam sıcaklığı arasındaki fark (°C)

Tablo 4.5. Egzoz Gazının Isı Transfer Kapasitesi

V km/h	$\dot{m}_{eg}$ kg/s	$C\rho_{eg}$ J/kgK	ΔT_{ideal} °C	$\dot{Q}_{egideal}$ W
0	15,585	1181,39	377	6941,310
10	34,681	1190,588	416	17176,965
20	71,745	1196,992	443	38044,038
30	98,945	1203,664	471	56094,467
40	132,958	1209,647	496	79772,793
50	154,501	1219,997	539	101596,517
60	189,754	1225,564	562	130696,287

Egzoz giden enerjinin ne boyutlarda olduğu, yakıttan elde edilen enerjinin ne kadarının motorda kullanıldığı ve ne kadarının egzoz gittiği karşılaştırmalı olarak aşağıda gösterilecektir.

Motor verimi; yakıttan alınan enerjinin ne oranda motorda kullanıldığının bir ölçüsü olup denklemi şu şekildedir.

$$\eta_{motor} = \frac{P_{motor}}{E_{giren}} \times 100 (\%)$$

Egzoz giden enerji oranı; yakıttan alınan enerjinin ne oranda egzoz yoluyla dışarı atıldığının ölçüsü olup denklemi şu şekildedir.

$$C_{\text{egzoz}} = \frac{\dot{Q}_{\text{eg ideal}}}{E_{\text{giren}}} \times 100 (\%)$$

Aşağıdaki verilen tablo görüldüğü gibi yakıttan alınan enerjinin egzoz yoluyla dışarı atılan miktarı yaklaşık olarak % 16.1 ile % 24.8 arasındadır. Bu oldukça yüksek bir kayıp olsa da motorda harcanan enerjinin altındadır.

Tablo 4.6. Egzoz Giden Enerji Değerleri

V (km/h)	Yakıttan alınan enerji E_{giren} (kW)	Motora giden enerji P_{motor} (kW)	Motor verimi η_{motor} (%)	Egzoz giden enerji ort. C_{egzoz} (%)
0	43,164	12,934	29,964	16,081
10	96,052	29,550	30,765	17,882
20	198,704	66,363	33,398	19,146
30	274,032	100,687	36,743	20,470
40	368,236	140,025	38,026	21,664
50	427,9	161,468	37,735	23,743
60	525,536	185,503	35,298	24,870

4.3. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN SOĞUTUCU AKIŞKAN DEBİSİ VE SİSTEMDEKİ ELEMANLARIN KAPASİTESİ

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde hıza bağlı olarak soğutma işlemini gerçekleştiren soğutucu akışkan debisi Tablo 4.5. yardımı ile bulunacaktır. Ayrıca sistemde bulunan zengin eriyik debisi ve fakir eriyik debileri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

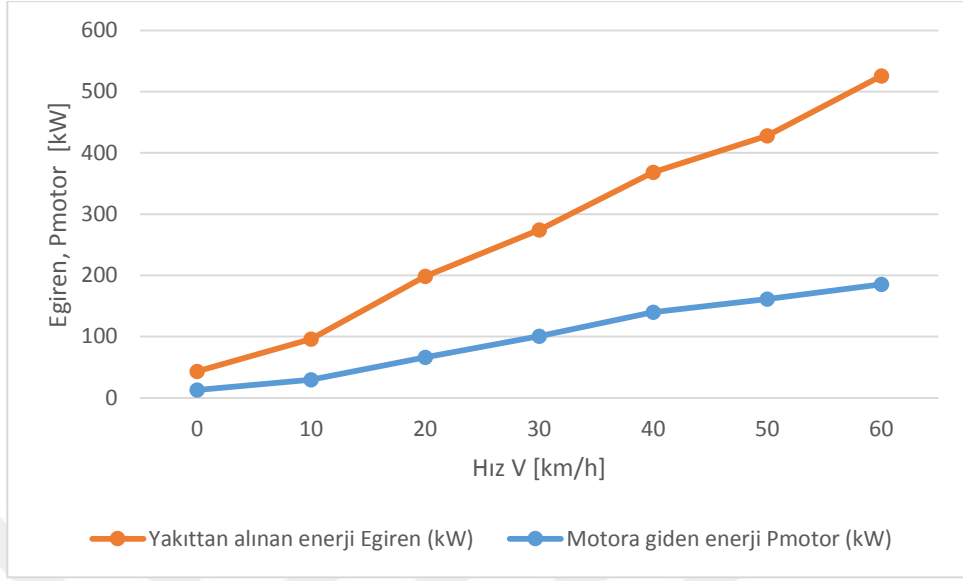
Tablo 4.7. Hıza Göre Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Soğutucu Akışkan Debisi

Hız km/h	Soğutucu Akışkan Debisi $\dot{m}_{\text{soğutucu}} \times 10^{-3} \text{ kg/s}$	Fakir Eriyik Debisi $\dot{m}_{\text{fakir}} \times 10^{-3} \text{ kg/s}$	Zengin Eriyik Debisi $\dot{m}_{\text{zengin}} \times 10^{-3} \text{ kg/s}$
0	2,060	42,572	40,512
10	5,097	105,348	100,251
20	11,288	233,327	222,039
30	16,644	344,032	327,388
40	23,670	489,253	465,583
50	30,145	623,099	592,954
60	38,779	801,570	762,791

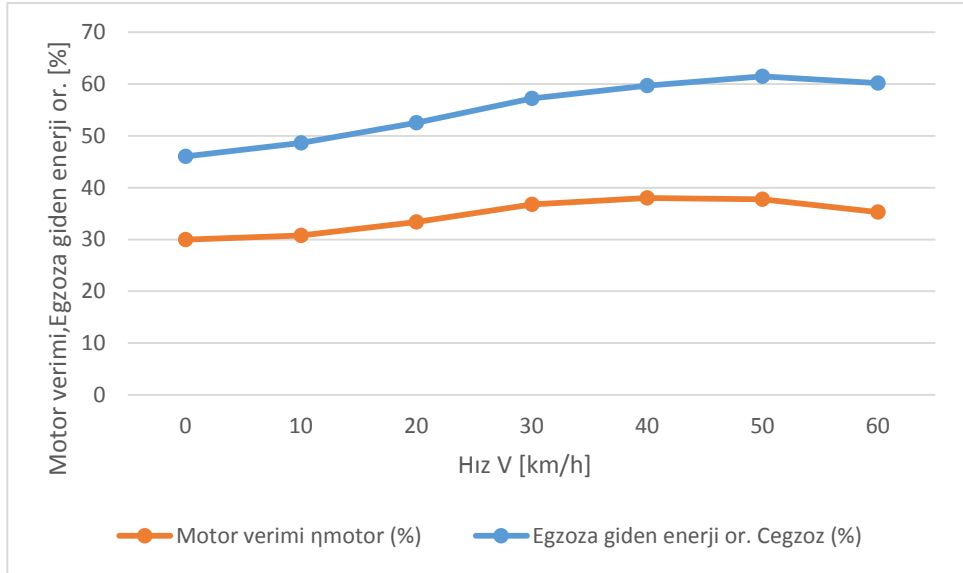
Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kütlenin korunumu kanununa göre sisteme giren kütle miktarı ile sistemden çıkan kütle miktarı eşittir. Enerjinin korunumunda ise sisteme giren enerji miktarı ile sistemden çıkan enerji miktarı birbirine eşittir. Tablo 4.7. kullanılarak Absorbsiyonlu soğutma sisteminde yer alan elemanların hıza bağlı olarak kapasite değişimi Tablo 4.8. de gösterilmiştir.

Tablo 4.8. Hıza Göre Absorbsiyonlu Soğutma Sistemini Elemanlarının Kapasitesi

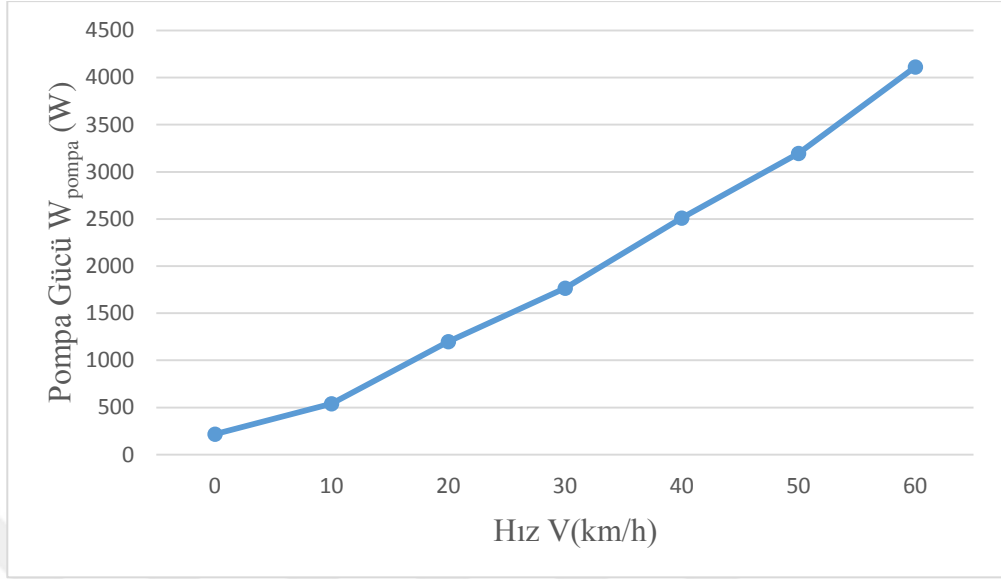
V km/h	Kaynatıcı Kapasitesi $\dot{Q}_{\text{kaynatıcı}}$ W	Yoğuşturucu Kapasitesi $\dot{Q}_{\text{yoğuşturucu}}$ W	Buharlaştırıcı Kapasitesi $\dot{Q}_{\text{buharlaştırıcı}}$ W	Absorber Kapasitesi $\dot{Q}_{\text{absorber}}$ W	Pompa Gücü W_{pompa} W
0	6941,310	5133,573	4825,665	6415,025	218,378
10	17176,965	12703,538	11941,590	15874,620	540,397
20	38044,038	28136,164	26448,579	35159,566	1196,887
30	56094,467	41485,689	38997,409	51841,424	1764,764
40	79772,793	58997,427	55458,808	73724,476	2509,698
50	101596,517	75137,561	70630,869	93893,540	3196,285
60	130696,287	96658,828	90861,307	120786,986	4111,780



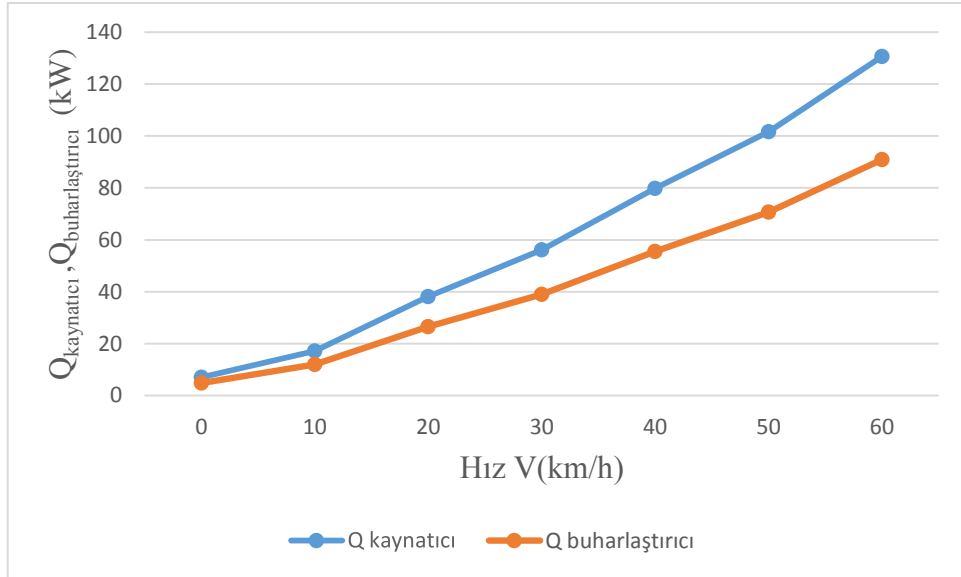
Şekil 4.9. Yakıt ile Verilen ve Motorda Kullanılan Enerjinin Değişimi



Şekil 4.10. Motor Verimi Ve Egzoza Giden Enerji Oranları Değişimi



Şekil 4.11 Taşıt Hızına Bağlı Olarak Pompa Kapasitesi



Şekil 4.12 Taşıt Hızına Bağlı Olarak Kaynatıcı ve Buharlaştırıcı Kapasitesi

5. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI

5.1.Kaynatıcının Boyutlandırılması Ve Tasarımı

5.1.1.Kaynatıcının Boyutlandırılması

Otobüslerde kullanılacak kaynatıcıların, boyutları aşırı kaplamayacak egzoz gazı enerjisinden maksimum şekilde faydalanabilecek fakat bu sırada egzoz gazı yolunda büyük basınç kayıpları oluşturarak motorun performansına olumsuz yönde etki yapmayacak şekilde dizayn edilmelidir. Bunlara ek olarak tasarımı yapılan kaynatıcının üretimi basit yapılabilmesi, maliyeti açısından düşük olmalı ve kullanılan malzeme, Su-LiBr eriyiği ve egzoz gazı ile hiçbir şekilde reaksiyona girmemelidir.

Bu amaçla birçok kaynatıcı tasarımı yapılmasından sonra hesaplarımıza ve çalışmamıza en uygun kapasiteyi sağlayan, araca montajı konusunda uygun boyutlardaki kaynatıcı aşağıdaki şekilde görülmektedir.

Otobüslerde egzoz manifoldu çıkışı 70 mm'dir. Dolayısıyla egzoz boru alanı;

$$A_{\text{egzoz}} = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$= \frac{\pi 0,07^2}{4}$$

$$= 3,8465 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ dir.}$$

bulunur. Kaynatıcıda basınç düşümünün büyük değerlerde olmaması için egzoz gazının kaynatıcıdaki serbest akış alanını egzoz borusu alanı alınarak işlemlere başlanırsa,

Kaynatıcıdaki bir adet boru yarıçapı 16 mm alınır ise;

$$A_{\text{boru}} = \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$= \frac{\pi 0,016^2}{4}$$

$$= 2,0096 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ dir.}$$

Boru adedi;

$$N = \frac{A_{egzoz}}{A_{boru}}$$

$$= \frac{3,8465 \times 10^{-3}}{2,0096 \times 10^{-4}},$$

$$= 20 \text{ adet bulunur.}$$

bulunur. Serbest akış alanının kaynatıcıda da devam ettirilebilmesi için, kaynatıcıdaki 16 mm iç yarıçapa sahip borulardan en az 20 adet olması gerekir. Daha fazla boru kullanımı maliyeti yükseltmesine karşın serbest akış alanını artıracığından basınç kayıpları azalacaktır. Daha az boru kullanımı ise akış alanı daraltıldığından basınç kayıplarını artıracaktır.

Aşağıda yapılacak hesaplamalar otobüsün 40 km/h hızla yolculuk halindeki değerleri esas alınmış ve kaynatıcı uzunluğu (L) = 100 cm olarak alınmıştır.

V=40 km/h için egzoz gazının özellikleri;

$$\dot{m}_{eg} = 132,958 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$T_{eg} = 521 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C\rho_{eg} = 1209,647 \text{ J/kgK}$$

$$\rho_{eg} = 0,45763 \text{ kg/m}^3$$

$$v_{eg} = 77,630 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k_{eg} = 53,028 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$Pr_{eg} = 0,7463$$

$$\dot{m}_{eg} = \rho \times V \times A_{boru} \times N$$

$$\begin{aligned}
V &= \frac{\dot{m}_{eg}}{\rho \times A_{boru} \times N} \\
&= \frac{132,958 \times 10^{-3}}{0,45763 \times 2,0096 \times 10^{-4} \times 20} \\
&= 72,285 \text{ m/s}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Re &= \frac{V \times di}{\nu_{eg}} \\
&= \frac{72,285 \times 0,016}{77,630 \times 10^{-6}}
\end{aligned}$$

$$Re = 14898,364$$

$Re > 4000$ olduğundan dolayı boruların içineki egzoz gazının akış şekli türbülanslıdır.

İç kısımdaki taşınım katsayısı denklemi Gnielinski korelasyonu kullanılarak bulunabilir.

$$Nu = \frac{(f/8) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12,7 \times (f/8)^{1/2} \times (Pr^{2/3} - 1)}$$

Korelasyon kullanım aralığı

$$0,5 < Pr < 2000 \quad 3000 < Re < 5 \times 10^6$$

$$f = 0,316 \times 14898,364^{-1/4}$$

$$= 0,0286 \text{ bulunur.}$$

f, Nu denkleminde yerine yazılır ise;

$$Nu = \frac{(0,0286/8) \times (14898,364 - 1000) \times 0,7463}{1 + 12,7 \times (0,0286/8)^{1/2} \times (0,7463^{2/3} - 1)}$$

$$= \frac{37,0812}{0,86542}$$

$$= 42,8476$$

Aynı zamanda;

$$Nu = \frac{h_i \times d}{k}$$

İç kısımdaki egzoz gazı tarafından ısı taşınım katsayısı;

$$h_i = \frac{Nu \times k}{d}$$

$$= \frac{42,8476 \times 55,028 \times 10^{-3}}{0,016}$$

$$= 147,364 \text{ W/m}^2\text{K}$$

En geniş haliyle silindirik yüzeylerde toplam ısı transfer katsayısı ise;

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{h_i} \times \frac{A_d}{A_i} + Rf\tilde{i} + \frac{\ln(r_d/r_i)}{2\pi lk} \times A_d + Rfd + \frac{1}{h_d} \quad \text{ise;}$$

U : Toplam ısı transfer katsayısı (W/m²K)

h_i : Egzoz gazı tarafındaki ısı taşınım katsayısı (W/m²K)

h_d : Eriyik tarafındaki ısı taşınım katsayısı (W/m²K)

A_d : Borunun dış kesit alanı (m²)

A_i : Boru iç kısmının kesit alanı (m²)

R_f : Borunun iç ve dış taraftaki kirlilik faktörleri (m²K/W)

l : Boru uzunluğu (m)

k : Boru malzemesi ısı iletim katsayısı (W/mK)

r_d, r_i : Borunun iç ve dış yarıçapları (m)

$$A_i = 2,0096 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_d \rightarrow d_d=0,018$$

$$\begin{aligned} A_d &= \frac{\pi \times 0,018^2}{4} \\ &= 2,5434 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Dizel yakıtı kullanan bir motorun egzoz gazı kirlilik faktörü;

$$R_f = 0,0002 \text{ m}^2\text{K/W} \quad (\text{Kaynaklı Ö..2000})$$

Boruların dışında kaynama olduğundan dış taraftaki taşınım katsayısı h_d çok büyüktür ve toplam ısı transfer katsayısına etkisi ihmal edilebilir.

Boru malzemesi bakır seçilmiş olup, malzemenin ısı iletim katsayısı;

$$k = 386 \text{ W/mK'dir.} \quad (\text{Kaynaklı Ö..2000})$$

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{147,364} \times \frac{2,5434 \times 10^{-4}}{2,0096 \times 10^{-4}} + 0,0002 + \frac{\ln(9/8)}{2\pi \times 1 \times 386} \times 2,5434 \times 10^{-4}$$

$$u = 113,7858 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Kaynattıcıdaki enerji dengesinden;

$$\dot{Q}_{\text{kay}} = U \times A_s \times \Delta T_{\text{ln}}$$

$$= \dot{m}_{\text{eg}} \times C\rho_{\text{eg}} \times \Delta T_{\text{eg}}$$

$$\Delta T_{\text{ln}} = \frac{(T_{\text{egg}} - T_{\text{kay}}) - (T_{\text{eg}\zeta} - T_{\text{kay}})}{\left[\frac{T_{\text{egg}} - T_{\text{kay}}}{T_{\text{eg}\zeta} - T_{\text{kay}}} \right]}$$

$$A_s = \pi \times d_0 \times l \times N$$

$$= \pi \times 0,017 \times 1 \times 20$$

$$= 1,068 \text{ m}^2 \text{ denklemde yerine yazılır ise;}$$

$$\dot{Q}_{\text{kay}} = \dot{m}_{\text{eg}} \times C\rho_{\text{eg}} \times \Delta T_{\text{eg}}$$

$$79772,793 = (132,958 \times 10^{-3}) \times 1209,647 \times \Delta T_{\text{eg}}$$

$$\Delta T_{\text{eg}} = 495,998$$

$$\Delta T_{\text{eg}} = 521 - T_{\text{eg}\zeta}$$

$$T_{\text{eg}\zeta} = 25,002$$

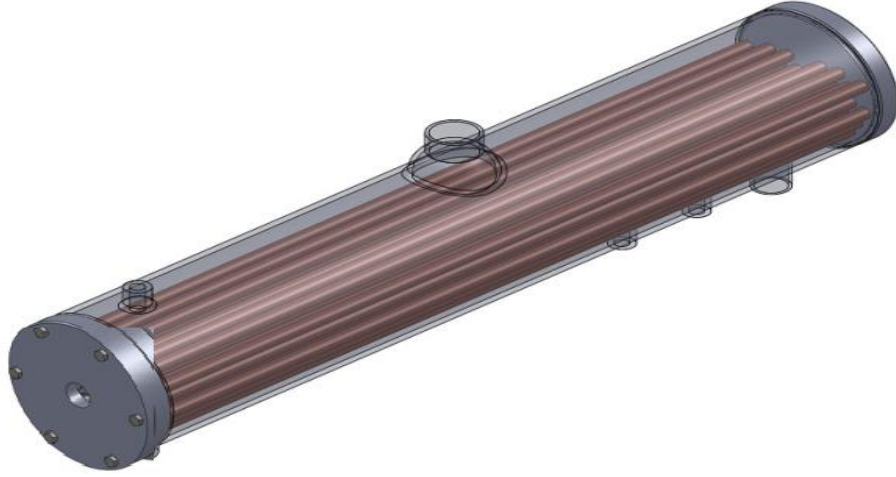
5.1.2.Kaynaticının Tasarımı

Kaynaticı, gövde-boru tipli bir ısı değıştirici olacak şekilde tasarlanmıştır. Kaynaticıda; boruların içerisinde sıcak suyun devir daim ettiğı, borunun dış yüzeyinden ise fakir eriyiğın dolaştığı kabul edilmiştir. Kaynama olayı bu durumda boruların dışında meydana gelmekte ve su buharının eriyik içinden ayrılması yani buharlaşması şeklinde olmaktadır Kaynaticının üretimi için belirlenen uygun ölçüler ve tasarım parametreleri aşağıdaki Tablo 5.1.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.1. Kaynaticı parametreleri

PARAMETRE	SEMBOL	DEĞERİ
Kaynaticıda paslanmaz çelik boru iç çapı	D_i	32
Kaynaticıda paslanmaz çelik boru dış çapı	D_d	36
Kaynaticıda paslanmaz çelik boru boyu	L	1000 mm
Kaynaticıda paslanmaz çelik boru boyu sayısı	N	20

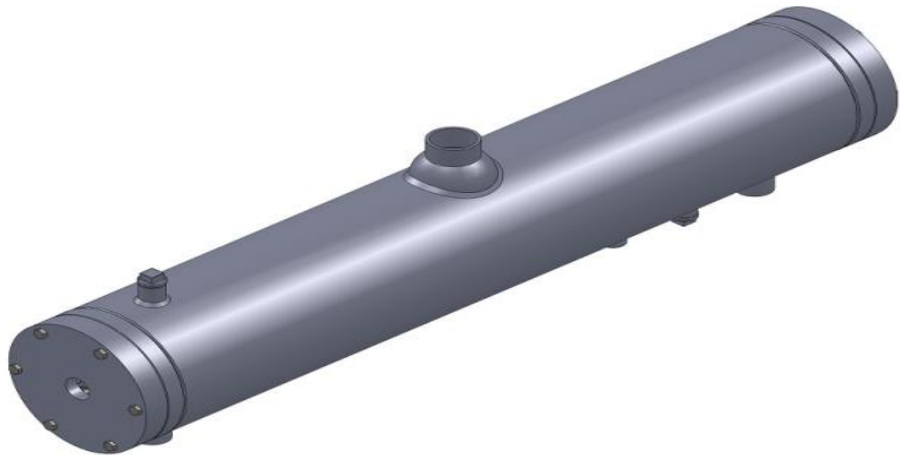
Kaynaticıda buharlaşma olayının daha kolay olmasını sağlamak amacıyla ayna yapısı özel olarak tasarlanmış ve bu ayna yapısının mevcut olduğu Kaynaticı Şekil 5.1.'de görölmektedir.



Şekil 5.1 Kaynatıcı yapısının gösterimi

Kaynatıcıda elde edilecek su buharı 90 mm çapında bir bombe yardımı ile buharın hazne içerisinde toplanması ile yoğunlaştırucuya su buharının transferinin kolay bir şekilde gerçekleştirilmesi ve su buharı yardımı ile taşınabilecek sıvı zerreciklerinin transferinin de büyük ölçüde önlenmesi düşünülmektedir.

Kaynatıcının hesaplar doğrultusunda elde edilen boyutlarına göre tasarım parametrelerine doğrultusunda gerçekleştirilen tasarım Şekil 5.2.'de gösterilmektedir.



Şekil 5.2. Absorbsiyonlu soğutma sistemindeki kaynatıcının tasarımı

5.2.Yoğuşturucun Boyutlandırılması Ve Tasarımı

5.2.1.Yoğuşturucunun Boyutlandırılması

Yoğuşturucu, gövde-boru tipli ısı değiştirici olacak şekilde tasarlanmıştır. Yoğuşturucu içerisindeki borular için kullanılacak malzeme bakır olarak belirlenmiştir. Yoğuşturucu hesaplamalarında izlenen işlem işlemler sırayla aşağıda özetlenmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{yoğ}} = 41,488 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{yoğ}} = u \times A \times \Delta T_o$$

$$\Delta T_o = \frac{T_g - T_c}{\ln(T_g/T_c)}$$

$$\Delta T_o = 61,657$$

$$41488 = 750 \text{ Wm}^2/\text{K} \times A \times 61,657$$

$$A = 0,897 \text{ m}^2$$

$$A = \pi \times d \times l \times N$$

Boru çapı 0,016 , $l = 1 \text{ m}$ kabul edilir ise;

$$0,897 = \pi \times 0,016 \times 1 \times N$$

$N = 18$ adet boruya ihtiyaç vardır.

Yoğuşturucu için;

$d = 0,016 \text{ m}$, $l = 1 \text{ m}$, $N = 18$ şeklinde boyutlandırılır ise yeterli olacaktır.

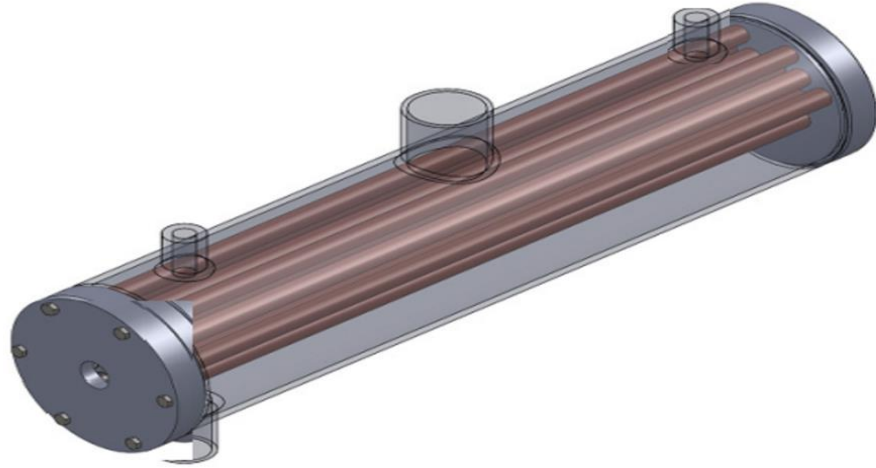
5.2.2.Yoğuşturucunun Tasarımı

Yoğuşturucu, gövde-boru tipli ısı değiştirici olacak şekilde tasarlanmıştır. Yoğuşturucuda, boruların içinden geçen soğutma suyu boruların dışından geçen kaynatıcıdan gelen su buharının ısısını alınarak yoğuşma olayı meydana gelmektedir.

Yoğuşturucu üretimi için belirlenen uygun ölçüler ve tasarım parametreleri aşağıdaki Tablo 5.2.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.2. Yoğuşturucu parametreleri

PARAMETRE	SEMBOL	DEĞERİ
Yoğuşturucuda paslanmaz bakır boru iç çapı	D_i	32
Yoğuşturucuda paslanmaz bakır boru dış çapı	D_d	36
Yoğuşturucuda paslanmaz bakır boru boyu	L	1000 mm
Yoğuşturucuda paslanmaz bakır boru boyu sayısı	N	16



Şekil 5.3. Yoğuşturucu yapısının gösterimi

5.3.Absorberin Boyutlandırılması Ve Tasarımı

5.3.1.Absorberin Boyutlandırılması

Absorber, gövde-boru tipli ısı değıştirici olacak şekilde tasarlanmıştır. Absorberde içerindeki borular için kullanılacak malzeme paslanmaz elik olarak belirlenmiştir. Hesaplamalarda izlenen işlem adımları aşağıda özetlenmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = 51,844 \text{ kW}$$

$$\Delta T_o = \frac{T_g - T_{\text{}}}{\ln(T_g/T_{\text{}})}$$

$$\Delta T_o = 16,83$$

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = u \times A \times \Delta T_o$$

$$51,844 = 700 \times A \times 16,83$$

$$A = 4,4 \text{ m}^2$$

$$A = \pi \times d \times l \times N$$

$$4,4 = \pi \times 0,016 \times 1 \times N$$

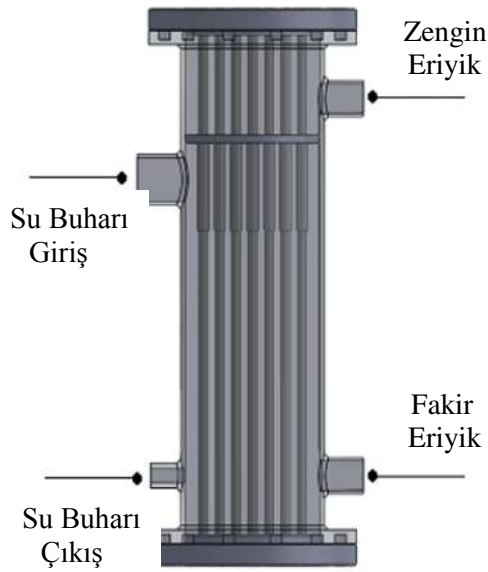
$$N = 88 \text{ adet boruya ihtiyaç vardır.}$$

5.3.2.Absorberin Tasarımı

Absorber, gövde-boru tipli ısı değıştirici olacak şekilde tasarlanmıştır. Absorberde, kaynatıcıdan gelen LiBr– H₂O eriyiğı ile buharlaştırıcıdan gelen su buharının karıştığı ve absorbsiyon işleminin olduğı yerdir. Absorberin retimi için belirlenen uygun ölçüler ve tasarım parametreleri aşağıdaki Tablo 5.3'da gösterilmiştir.

Tablo 5.3. Absorber parametreleri

PARAMETRE	SEMBOL	DEĞERİ
Yoğuşturucuda paslanmaz çelik boru iç çapı	D_i	32
Yoğuşturucuda paslanmaz çelik boru dış çapı	D_d	36
Yoğuşturucuda paslanmaz çelik boru boyu	L	1000 mm
Yoğuşturucuda paslanmaz çelik boru boyu sayısı	N	88



Şekil 5.4. Absorber yapısının gösterimi

5.4.Buharlaştırıcının Boyutlandırılması Ve Tasarımı

5.4.1.Buharlaştırıcının Boyutlandırılması

Buharlaştırıcı, gövde-boru tipli ısı değiştirici olacak şekilde tasarlanmıştır. Buharlaştırıcıda, içindeki borular için kullanılacak malzeme bakır olarak belirlenmiştir. Buharlaştırıcı hesaplamalarında izlenen işlemler sırayla aşağıda özetlenmiştir.

$$\dot{Q}_{buh} = 39 \text{ kW}$$

$$\Delta T_o = 16.83$$

$$39000 = 600 \times A \times 16,83$$

$$A = 3.86 \text{ m}^2$$

$$A = \pi \times d \times l \times N$$

$$3.86 = \pi \times 0,016 \times 1 \times N$$

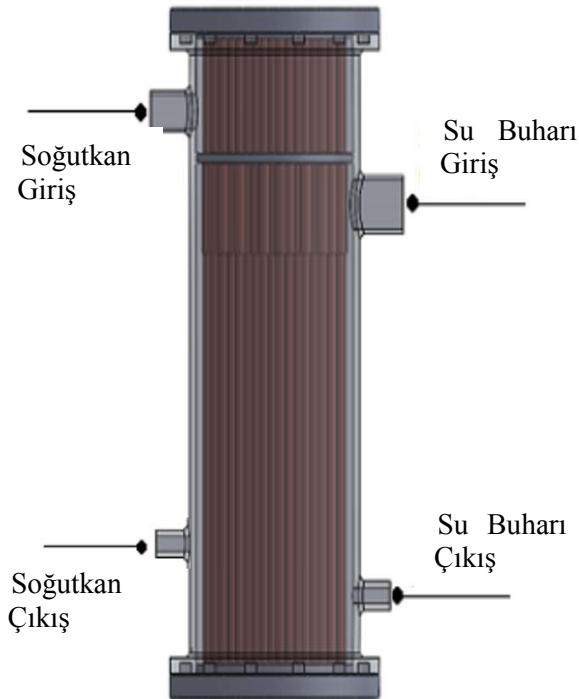
$$N = 77 \text{ adet boruya ihtiyaç vardır.}$$

5.4.2.Buharlaştırıcının Tasarımı

Buharlaştırıcı, gövde-boru tipli ısı değiştirici olacak şekilde tasarlanmıştır. Buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcıdan gelen sıvı soğutucu akışkanın buharlaşırken mevcut bulunduğu ortamdan ısıyı çeker. Soğutma etkisi bu şekilde meydana gelir. Soğutma etkisinin gerçekleştiği yer buharlaştırıcıdır. Buharlaştırıcının üretimi için belirlenen uygun ölçüler ve tasarım parametreleri aşağıdaki Tablo 5.4.'de gösterilmiştir.

Tablo 5.4. Buharlaştırıcı parametreleri

PARAMETRE	SEMBOL	DEĞERİ
Buharlaştırıcıda paslanmaz bakır boru iç çapı	D_i	32
Buharlaştırıcıda paslanmaz bakır boru dış çapı	D_d	36
Buharlaştırıcıda paslanmaz bakır boru boyu	L	1000 mm
Buharlaştırıcıda paslanmaz bakır boru boyu sayısı	N	77



Şekil 5.5. Buharlaştırıcı yapısının gösterimi

6. BULGULAR VE TARTIŞMA

Günümüzde kullanıcıların konfora yönelmesiyle klima uygulamaları evlerimizden çalıştığımız mekânlara, lokantalardan alış-veriş merkezlerine kadar hayatımızın her alanına girmiş durumdadır. Klimanın yaygın ve önemli uygulama alanlarından biri de toplu taşıma araçlarından otobüslerdir.

Otobüslerde ki klimaların, içerisinde yolculuk yapan insanların konforunun yanı sıra sürüş güvenliğine de etkisi çok büyüktür. Otobüs içi içerisindeki hissedilir sıcaklığın artması konfor şartlarının bozulmasının yanı sıra sürücünün konsantrasyon ve veriminin azalmasına sebebiyet verdiği gibi tepki veya reaksiyon hızında da büyük ölçüde yavaşlamaya neden olur. Ayrıca otobüs içerisinde yolculuk yapan yolcuların konforlu ve rahat bir yolculuk geçirebilmeleri için araç içindeki hava sıcaklığının istenilen düzeye getirilebilmesi klima sistemleri ile sağlanır. Hal böyle iken klima, konfor olmaktan çıkıp taşıtlar için temel ihtiyaç haline gelmektedir. Özellikle otobüslerde kullanılması içinde yolculuk yapan bireyler için önemlilik arz etmektedir.

Günümüzde otobüslerde kullanılan klima sistemleri buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi esası ile çalışmaktadır. Sistemin ana elemanlarından biri olan kompresör, otobüs motorundan güç almasının yanı sıra ayrı bir içten yanmalı motor tarafından da tahrik edilerek güç alabilir. Fakat ayrı bir motor tarafından tahrik edilmesi maliyeti açısından artış gösterir. Fazla yer kaplaması, hareketli parça sayısını artırp arıza ve bakım maliyetlerinin artırdığından bu uygulama çok tercih edilmemektedir. Çok nadir taşıtlarda yani büyük hacimli otobüslerde uygulama imkânı bulunmaktadır. Küçük hacimli taşıtlarda yer probleminden dolayı kati suretle kullanmamaktadır.

Fakat solo diye tabir ettiğimiz şehir içi otobüslerinde ayrı bir motor kullanmayıp mevcut otobüsümüzün üzerindeki ana motorundan faydalanılmaktadır. Bu durumda yani kompresör otobüs motorundan tahrik edildiğinde, aracın motorunun performansını etkilediği gibi yakıt sarfiyatının da artmasına ve soğutma sistemin performansı (soğutma kapasitesi) araç motorunun devir sayısı ile farklılık göstermektedir.

Bu çalışmada, tüm bu olumsuz etkilerin en aza indirilebilmesi ve otobüslerde mevcut olan atıl haldeki ısıнын değerlendirilebilmesi için Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi önerilmiştir.

Alternatif klima sistemi yani absorbsiyonlu soğutma sisteminin otobüse uygulanmasına geçmeden önce taşıtın üzerinde mevcut olan klima sistemi için gerekli soğutma kapasitesinin tayini hesaplanmıştır. Toplu taşıma hizmetinde faaliyet gösteren Otokar Kent marka otobüsün ölçüleri göz önüne alınarak otobüsün soğutma sistem kapasite hesabı için ısı kazancı 39000 W olarak bulundu.

Otobüsün egzoz gazının ısı transfer kapasitesi Tablo 4.5' de verilmiştir. İdeal olarak egzoz gazından atılan enerji (yani egzoz gazının ortam sıcaklığına kadar soğutulması durumunda) 6,9 kW ile 130,7 kW arasında değişim göstermektedir. Fakat bu değerler Bölüm 4.2.2'de belirtildiği gibi ideal değerler olup, her ne kadar egzoz gazı ile kaybedilen enerjiyi gösterse de egzoz gazından faydalanabilecek enerji bu değerlerden oldukça azdır. Tablo 4.6 ise yakıttan elde edilen enerjinin, motorun kullandığı enerji ve egzoz gazı ile atmosfere atılan enerjiye oranlarını gösterir. C_{egzoz} diye isimlendirilen oran, yakıttan elde edilen enerjinin egzoz gazı ile atıl hale gelen kısmını vermektedir. Şehir içi taşımacılık yapan otobüslerin kullanıldığı hız aralığı genellikle 0 km/h ile 60 km/h arasında olduğu düşünüldüğünde, motorun bu devirlerde C oranı %16 ile % 25 arasında değişim göstermektedir. Aynı devirlerde motor verimine ilişkin değerlerin % 38'i geçmediği görülmektedir. Yani otobüsün en çok tercih edilen kullanım şartlarda bile motorun kullandığı enerji kadar egzoz gazı ile atmosfere atılan enerji mevcut olduğu gözlemlenmiştir.

Teknik hesaplamalar sonucunda elde edilen değerlere göre absorbsiyonlu soğutma sisteminin elemanlarından biri olan kaynatıcının hesabı yapılmıştır. Kaynatıcı egzoz gazındaki atıl ısıнын transfer edilmesinde kullanılır. Kaynatıcı olarak kullanılacak ısı eşanjörünün gerekli soğutma yükü için egzoz gazından ısı transfer edebilmesi için yüzey alanının büyük olması gerekir. Otobüslerin diğer taşıtlara göre boş alanı daha fazla olduğu için boyut olarak en uygun, kompakt bir ısı eşanjörü olmalıdır. Ayrıca büyük basınç kayıpları oluşturmamalı ve motor performansını etkilememelidir. Kaynatıcı dizaynında bütün bu etkenler göz önünde bulundurulmuş

ve optimum boyutlarda kaynatıcı belirlenmiştir. Kaynatıcı boru malzemesi olarak su-LiBr eriyiğinden etkilenmeyen bakır seçilmiştir.

Teorik Hesaplama Sonuçları göstermiştir ki;

1. Egzoz gazı sıcaklığı arttıkça, sistemin soğutma kapasitesi de artmaktadır.
2. Düşük egzoz gazı sıcaklığı, düşük soğutucu akışkan debisine ve dolayısıyla daha az soğutma etkisine sebep olur.
3. Sistemin soğutma tesir katsayısı $COP = 0,674$ olarak 4.1.6'da hesaplanmıştır.

Teorik hesaplama sonuçları göstermiştir ki; egzoz gazındaki atık ısı kullanılarak absorpsiyonlu soğutma sistemi sayesinde otobüsün iç kısmının yaz aylarında soğutulması mümkündür.

Araştırma şu öneriler dikkate alınarak daha da geliştirilebilir.

1. Egzoz sisteminde aşırı basınç düşümü yaratmayacak, yüksek verimli; kaynatıcı tasarımı.
2. Egzoz gazının, kaynatıcı üzerindeki korozyon ve aşındırıcı etkileri.
3. Çevre sıcaklıklarındaki değişikliklerin sistem performansına etkileri.
4. Otobüs rölanti veya düşük hızlarda seyir halinde iken sistemi destekleyecek alternatif ısı enerjisi kaynağı/kaynakları.
5. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin otobüsün üzerinde yerleştirilebileceği noktalar.
6. Otobüs hızındaki değişikliklerin, soğutma kapasitesinde neden olduğu dalgalanmalar.

Çalışmanın sonucunda otobüslerde absorpsiyonlu soğutma sistemi için gerekli olan atıl ısının var olduğu, optimum düzeyde uygun bir kaynatıcı dizaynı ile bu atıl haldeki ısının değerlendirilebileceği görülmüştür.

Ayrıca söylenebilecek diğer bir sonuçta; mevcut klima sistemine kıyasla enerji ve yakıt tasarrufu sağlanabileceğidir. Araştırmanın pratik boyutlarda incelenmesi sistemin uygulanabilirliğini destekleyecektir.



KAYNAKÇA

- Akdemir, Ö., Güneş Enerjili Absorbsiyonlu Bir iklimlendirme Ünitesinin Geliştirilmesi , Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir (2001)
- Babadağlı,A., Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termoeconomik Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta. (2005)
- Büyükalaca, O., Yılmaz, T., 2003. Güneş Enerjisi ile Soğutma Teknolojilerine Genel Bir Bakış, Tesisat Mühendisliği, , Adana. Mayıs- Haziran (2003)
- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 1996. Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik, Eylül 1996, İstanbul
- Eker, A., “Egzoz Gazı Enerjisi Kullanarak, Motorlu Taşıtların İç Kısımının Soğutulmasında, Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Kullanımı, Termodinamik Analizi ve Boyutlandırılması”, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, (1993)
- Emanet, Ö., Kojenerasyon Sistemlerinin Egzoz gazları ısısından yararlanarak Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Uygulanması, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dah, İstanbul,(2000)
- Haytabay, S., Egzoz gazından yararlanılarak araçlar için absorpsiyonlu soğutma sistemi dizaynı, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir, (1998)
- Horuz, İ., “Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinden amonyak-su ile lityum bromür-su çiftinin mukayesesi”, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa, (1990)

- Horuz, İ., “An Experimental Study Of The Use Of Vapour Absorption Refrigeration in Road Transport Vehicles”, Glasgow University Of Strathclyde, U.K., (1994)
- Kavaklı, A.. Egzoz Gazı ile Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Otobüslerde Kullanılması Yüksek Lisans Tezi , Balıkesir, (2005)
- Kaynaklı, Ö., Alternatif Bir Otomobil Kliması, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı,Bursa, (2000)
- Otokar, Kent Serisi Araçlar Atölye Kitabı, Otokar Otomotiv ve Savunma Sanayi A.Ş. İstanbul (2013)
- Özdenal, A.. Motor Egzoz Gazını Isı Kaynağı Olarak Kullanan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi İle Taşıt Kabini Soğutulmasının Teorik İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara (2006)
- Saito, K., ve Kawai, S., “ Study on the Start-Up Charateristics of Double-Effect Absorption Refrigerator Driven by Waste Steam”, Sctripta Technica, Heat TransAsian Research, (2000)
- SIMAV, O., ‘Motor Radyatöründen Atılan Isı ile Motorlu Taşıtların Soğutulması, Enerjide Bilim ve Teknoloji ,Necdet Erarslan proje yarışması Makine Mühendisleri Odası, İstanbul Şubesi,3.lük Alan Proje, (2003)
- Şencan, A.. Atık Isı ile Çalışan Absorbsiyonlu Sistemlerin Modellenmesi, Ekserji Analizi ve Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Isparta,(2004)
- Yalçın, Ç.. R.. Bir Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Isıl Analizi ve Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir, (2012)

Yalçın, “E., Soğutma sistemlerinde kullanılan kondenselerin etüdü ile yoğuşma kapasitesine göre ısı transfer yüzeyinin hesabı, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa, (1992)

Yamankaradeniz, R., ve Can, M., Yolcu otobüslerinde yaz iklimasının incelenmesi ve hesabı, 1. Balıkesir Mühendislik Sempozyumu, Bursa, (1998)



ÖZGEÇMİŞ

02 Şubat 1986 tarihi, Kütahya İli Tavşanlı ilçesinde dünyaya geldim. İlk ve orta öğretimi aynı ilçede tamamladıktan sonra Lise öğrenimi için Ankara Muradiye Fen Lisesine kaydoldum. Üniversite eğitimimi Karadeniz Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliğinde tamamladım. 2010 yılında İzmir de özel bir firmada kontrol mühendisi olarak işe başladım. 2012 yılında kısa dönem er olarak Ankara İl Jandarma komutanlığında vatani görevimi tamamladım. 2013 yılında İETT İşletmeleri Genel Müdürlüğüne Mühendis olarak atandıktan sonra sırayla Proje mühendisi, Trafik ve Hasar işleri Şefi, Metrobüs bakım onarım garaj şefliği, otobüs bakım onarım garaj şefliği görevlerini yürüttüm. Beykent Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü Makine Mühendisliğinde yüksek lisans eğitimime başladım. Halen İETT Genel Müdürlüğünde üst yönetim danışmanı olarak görevime devam etmekteyim.

Yabancı dilim İngilizce olup evli ve bir erkek evladı babasıyım.

Abdullah DEMİR